

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՌԻ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ
ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ
АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՐԱԳՐԱԿԱՆ ԿՈՒՆԵՂՈՒ

Աղանգ Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղ.), Անանյան Ա. Կ., Գրա-
պարյան Ա. Բ., Եղիազարյան Ի. Վ., Կոստյան Մ. Վ., Խոսրովիկյա-
ն Վ. Մ., Նազարով Ա. Գ. (պատ. խմբագիր), Սիմոնով Ս. Չ.,
Փինաջյան Վ. Վ. (պատ. թարգմանիչ)։

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Авонц Г. Т. (зам. отв. редактора), Анианян А. К., Гаспарян
А. М., Егиазаров И. В., Касьян М. В., Назаров А. Г. (отв.
редактор), Пинаджян Н. В. (отв. секретарь), Симонов М. З.,
Худавердян В. М.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ФИЗИКА

В. М. ХУДАВЕРДЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТЫ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ
НЕКОТОРЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ
ПО УНИСОНУ НА СЛУХ

В неdestructивных методах исследований знание динамического модуля упругости материала имеет важное значение.

За последние годы предложено и осуществлено много способов определения частоты свободных колебаний образца, нужной для нахождения динамического модуля упругости материала. Эти способы связаны с применением достаточно сложной аппаратуры.

Опыты, проведенные нами в Институте строительных материалов и сооружений АН Армянской ССР, показали, что частота свободных колебаний образцов многих строительных материалов с вполне достаточной точностью может быть определена по унисону на слух. Для этого необходимо иметь лишь источник звука переменной частоты. В качестве такового мы пользовались звуковым генератором ЗГ-10 с передачей колебаний на репродуктор.

Само определение в наших опытах крайне просто. По образцу постукивают молоточком. Тон звучания образца сравнивается на слух с тоном звучания генератора. Вращением ручки шкалы частоты генератора достигается на слух унисон между тоном звучания образца и звучанием генератора, после чего искомая частота свободных колебаний образца читается на шкале частоты генератора.

Следует отметить, что удовлетворительным для восприятия тона звучанием обладают, особенно в сухом состоянии, бетоны различных видов — тяжелые и легкие, камни разных пород и другие строительные материалы. Влажное состояние образца хоть несколько и ухудшает его звучание, но при этом все же вполне возможно определение частоты его свободных колебаний описанным методом.

В случае образца, обладающего звонким звучанием, можно слышать биеение, если тон звучания генератора достаточно приблизить к тону звучания образца. Медленным вращением ручки шкалы частоты ту или другую сторону уничтожают биеение, чем и достигается унисон между двумя звучаниями.

Ухо достаточно чутко к изменению частоты колебаний. При нормальном слухе изменение частоты колебаний не более чем на один процент уже воспринимается как изменение тона. Так, на звуковом генераторе ЗГ-10 в диапазоне частот 100—500 гц (герц) можно вос-

принять изменение тона при изменении частот на 1—5 гц, в диапазоне 500—1000 гц, — при изменении частот на 5—10 гц, в диапазоне 1000—3000 гц, — при изменении частот на 10—20 гц.

Следует отметить, что применяемые для определения динамического модуля упругости образцы различных строительных материалов обычно имеют частоту свободных колебаний в пределах 500—2500 гц, что соответствует музыкальному диапазону $\sim do_4$ — mi_4 и хорошо усваиваемо. При частоте свободных колебаний образца свыше 2000 гц лучше настроить генератор на нижнюю октаву звучания образца и удвоить отсчет по шкале генератора.

Нами проводились опыты для определения по унисону на слух частоты свободных колебаний образцов различных бетонов и туфовых камней с целью выявления точности такого определения. Бетонные образцы в виде призм размерами $\sim 10 \times 10 \times 41$ см были приготовлены из тяжелого бетона, бетона на литонидной пемзе, туфобетона и пемзобетона. Образец тяжелого бетона — нормально-влажного хранения, образцы легких бетонов — летнего (воздушно-сухого) хранения. Каменные образцы — призмы $\sim 5 \times 5 \times 25$ см — были приготовлены из армянского туфа, туфов ереванского типа (красного и черного) и фельзитового туфа.

Опыты по определению частоты свободных колебаний проводились следующим образом. Бумагой закрывалась шкала частот генератора. По образцу постукивали молоточком и вращением ручки шкалы генератора достигался на слух унисон между звучанием образца и репродуктора, после чего отодвигался край бумаги и брался отсчет по шкале. Затем вращением ручки сбивалась позиция шкалы, отпускалась бумага и шкала закрывалась. После этого определение повторялось снова.

По каждому образцу мы проводили 10 определений и таким образом получали 10 более или менее близких значений частоты колебаний. Для этих значений вычислялись динамические модули упругости E .

В соответствии с [1, стр. 227] и [2] для определения значений E мы пользовались формулой:

$$E = T \frac{4\pi^2 l Q}{m l g} N^2, \quad (1)$$

где l , I , Q и N соответственно означают длину, момент инерции поперечного сечения, вес и частоту свободных колебаний образца:

m — величина, зависящая от типа колебаний; для колебаний первого тона $m = 4,730$ (образец со свободными концами);

T — коэффициент, зависящий от отношения поперечных размеров образца к его длине и от коэффициента Пуассона;

g — ускорение силы тяжести.

Значения коэффициента T мы определяли из зависимости [3]:

$$T = 1 + 81,79 \left(\frac{r}{l} \right)^2 - \frac{1314 \left(\frac{r}{l} \right)^4}{1 + 81,09 \left(\frac{r}{l} \right)^2} - 125 \left(\frac{r}{l} \right)^4. \quad (2)$$

где r — радиус инерции поперечного сечения образца,
 l — его длина.

Эта зависимость дана для бетона при коэффициенте Пуассона $= 1/6$. Значения T для туфовых образцов взяты из [4].

В табл. 1 приведены результаты опытов и значения динамического модуля упругости, в табл. 2 — результаты статистической обработки данных табл. 1.

Данные табл. 2 говорят о том, что описанный метод определения частоты свободных колебаний бетонных и каменных образцов обеспечивает получение результатов вполне достаточной точности.

Для объективной оценки указанного метода частоты свободных колебаний бетонных образцов №№ 32, 49 и 67 были определены (по 10 раз) также другим инструментальным способом, не прибегая к помощи слуха, а именно способом, описанным в работе [5]. Результаты этих определений показали, что расхождения средних значений частот колебаний, найденных двумя указанными способами, закономерно и находятся в пределах 0,7—1,6%. При этом вариационный коэффициент при определении частоты свободных колебаний по унисону на слух ниже.

Преимущество метода определения частоты свободных колебаний образца по унисону на слух по сравнению с другими методами — простота и быстрота определения при надлежащей точности, отсутствие сложной аппаратуры.

Предлагаемый метод дает возможность определять частоту свободных колебаний образца произвольно больших размеров, между тем, как методами, основанными на использовании явления резонанса, можно определить частоту свободных колебаний образца ограниченных размеров, поскольку приходится сообщать ему вынужденные колебания.

При пользовании этим методом среднее арифметическое частоты свободных колебаний $N_{\text{ср}}$ достаточно определить по 5 значениям N . Среднее значение E следует непосредственно вычислить по $N_{\text{ср}}$, минуя нахождение частных значений E .

Не должна пугать „субъективность“ этого метода, ибо от слуха требуется лишь решение элементарной задачи — уловить унисон между двумя звучаниями.

Следует отметить, что аналогичным путем определяли частоту свободных колебаний керамических стержней Олт и Юлц [6] при исследовании влияния температуры на модуль упругости различных керамиков.

Нормальный слух — он имеется у значительной части людей — надежный помощник экспериментатора и им возможно пользоваться в экспериментальной работе.

Таблица 1

Значения частоты свободных колебаний N и динамического модуля упругости E бетонных и каменных образцов

Тяжелый бетон. Образцы № 11 (нормально-влаж- ного хранения)		Литондлемюбе- тон. Образцы № 32 (летнего хранения)		Туфобетон. Об- разцы № 43 (лет- него хранения)		Пемзобетон. Об- разцы № 17 (лет- него хранения)		Туф армян- ский		Туф ереванск. типа, крас- ный		Туф ереванск. типа, черный		Туф фельзи- товый	
N гц	$E \cdot 10^{-3}$ кг/см ²	N гц	$E \cdot 10^{-3}$ кг/см ²	N гц	$E \cdot 10^{-3}$ кг/см ²	N гц	$E \cdot 10^{-3}$ кг/см ²	N гц	$E \cdot 10^{-3}$ кг/см ²	N гц	$E \cdot 10^{-3}$ кг/см ²	N гц	$E \cdot 10^{-3}$ кг/см ²	N гц	$E \cdot 10^{-3}$ кг/см ²
2020	310	1265	77,0	1135	70,5	1135	45,1	1230	31,3	1825	120,4	1593	74,0	2000	134,4
2035	345	1265	77,0	1130	70,0	1125	44,3	1240	31,8	1810	118,6	1610	75,3	1990	133,0
2030	344	1265	77,0	1140	71,1	1110	45,5	1225	31,0	1820	119,9	1610	75,3	2010	135,5
2025	342	1270	77,7	1133	70,0	1130	44,7	1240	34,8	1830	121,2	1600	74,5	1980	131,5
2025	342	1280	76,5	1130	70,0	1125	44,3	1235	31,5	1830	121,2	1610	75,3	2010	135,0
2035	345	1270	77,7	1140	71,1	1130	44,7	1230	34,3	1830	121,2	1515	74,0	1995	133,7
2020	340	1270	77,7	1125	69,3	1130	44,7	1240	34,8	1820	119,9	1605	74,9	1980	131,5
2040	347	1270	77,7	1130	70,0	1130	44,7	1225	34,0	1810	118,6	1515	74,0	1990	133,0
2020	340	1260	76,5	1135	70,5	1115	43,5	1230	34,3	180	119,9	1605	74,9	2010	135,5
2020	310	1270	77,7	1130	70,0	1135	45,1	1215	35,2	1805	118,0	1595	74,0	2000	134,4

Таблица 2

Результаты статистической обработки данных табл. 1

Образец	Показатель	Среднее арифметическое	Среднее квадратич. отклонение	Средняя ошибка среднего арифметического	Вариаци. коэф. %	Показатель точности %
Тяжелый бетон (влажное хранение)	N	2027 гц	$\pm 7,5$ гц	$\pm 2,4$ гц	$\pm 0,37$	$\pm 0,12$
	E	342500 кг/см ²	± 2592 кг/см ²	± 820 кг/см ²	$\pm 0,76$	$\pm 0,24$
Литондпемзобетон (летнее хранение)	N	1266 гц	$\pm 4,1$ гц	$\pm 1,31$ гц	$\pm 0,33$	$\pm 0,10$
	E	77250 кг/см ²	± 510 кг/см ²	± 161 кг/см ²	$\pm 0,66$	$\pm 0,21$
Туфобетон (летнее хранение)	N	1132 гц	$\pm 4,9$ гц	$\pm 1,5$ гц	$\pm 0,43$	$\pm 0,14$
	E	70250 кг/см ²	± 557 кг/см ²	± 176 кг/см ²	$\pm 0,79$	$\pm 0,25$
Пемзобетон (летнее хранение)	N	1130 гц	$\pm 6,9$ гц	$\pm 2,17$ гц	$\pm 0,61$	$\pm 0,19$
	E	44660 кг/см ²	± 518 кг/см ²	± 173 кг/см ²	$\pm 1,23$	$\pm 0,39$
Туф арктический	N	1231 гц	$\pm 7,0$ гц	$\pm 2,2$ гц	$\pm 0,57$	$\pm 0,18$
	E	34500 кг/см ²	± 392 кг/см ²	± 124 кг/см ²	$\pm 1,14$	$\pm 0,36$
Туф ереванского типа, красный	N	1820 гц	$\pm 9,1$ гц	$\pm 2,9$ гц	$\pm 0,50$	$\pm 0,16$
	E	119900 кг/см ²	± 1170 кг/см ²	± 370 кг/см ²	$\pm 0,98$	$\pm 0,31$
Туф ереванского типа, черный	N	1602 гц	$\pm 6,7$ гц	$\pm 2,1$ гц	$\pm 0,42$	$\pm 0,13$
	E	74000 кг/см ²	± 587 кг/см ²	± 186 кг/см ²	$\pm 0,79$	$\pm 0,25$
Туф фельзитовый	N	1996 гц	$\pm 11,6$ гц	$\pm 3,7$ гц	$\pm 0,58$	$\pm 0,18$
	E	133750 кг/см ²	± 1481 кг/см ²	± 469 кг/см ²	$\pm 1,11$	$\pm 0,35$

З а к л ю ч е н и е

Результаты проведенных опытов показывают, что частота свободных колебаний бетонных и каменных образцов может быть с вполне достаточной точностью определена по унису на слух.

Этот метод прост, быстр, требует минимальную стандартную аппаратуру и может быть рекомендован для широкого применения.

Институт строительных материалов
и сооружений АН Армянской ССР

Վ. Մ. ԽԱԴԱՎԵՐԴՅԱՆ

ՄԻ ՔԱՆԻ ՇԻՆԱՆՅՈՒԹԵՐԻ ԱԶԱՏ ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՃԱՆՈՒԹՅԱՆ
ՈՐՈՇԵԼԸ ՈՒՆԻՍՈՆՈՎ՝ ԼՍՈՎՈՒԹՅԱՄԵ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. լ. մ.

Հաղվածում նկարագրվում են՝ Հայկական ՍՍՏ ԴԱ Շինանյութերի և կաուստիկների ինստիտուտում ներդնակի կատարած փորձերը՝ բևտոնի և քարի նմուշների ազատ տատանումների հաճախությունը սենսունով լսողությամբ որոշելու համար:

Փորձերի արդյունքները պայց են տալիս, որ նշված նմուշների ազատ տատանումների հաճախությունը, որն անհրաժեշտ է ոչ պետությունով հետադատություններում կարևոր պարամետր հանդիսացող նյութի առաջնականությունը գինամիկ մոդուլը գտնելու համար, այդ մեխոլով կարելի է որոշել միանգամայն քաղաքար ճշտությամբ:

Նկարագրված մեխոլը պարզ է, ճշգրիտ, արագ արդյունքի է հասցնում և պահանջում է առանգարտ նվազագույն սարքավորում: Այն կարելի է հանձնարարել լայն կիրառման համար՝ տարրեր շինանյութերի առաձգականության մոդուլը գտնելու նպատակով:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле. ГОНТИ, М.—Л., 1931.
2. Пороцкий Е. М. и Рушук Г. М. Определение качества цемента и бетона по динамическому модулю упругости. Журн. «Цемент», № 1, 1950.
3. ASTM — Proceedings, 1945, V, 45, p. 846.
4. Ацагориян Э. А. Исследование некоторых факторов долговечности вулканических туфов. Отчет «АИС» за 1955 г.
5. Хачиян М. Г. Новый метод определения динамического модуля упругости строительных материалов. ДАН Армянской ССР, т. XX, № 1, 1955.
6. J. Amer. Ceram. Soc., 1953, 36, № 6, 199—203.

ИНЖЕНЕРНАЯ СЕЙСМОЛОГИЯ

Б. К. КАРАПЕТЯН

ВЫБОР СПЕКТРАЛЬНОЙ КРИВОЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ЗДАНИЙ
И СООРУЖЕНИЙ НА СЕЙСМИЧЕСКУЮ НАГРУЗКУ*

Расчет зданий и сооружений на сейсмическую нагрузку встречается известные затруднения вследствие отсутствия достоверных сведений о законе действия сейсмических сил. Поэтому не удивительно, что до настоящего времени в ряде случаев расчет производится по статической теории Омори [1].

Дальнейшее развитие расчета пришло к динамической теории сейсмостойкости К. С. Завриева, в которой учитывается совместное действие свободных и вынужденных колебаний, возникающих в зданиях и сооружениях при землетрясении [2].

Новым в теории сейсмостойкости является предложенный А. Г. Назаровым инструментальный метод определения сейсмической нагрузки, заключающийся в представлении зданий и сооружений моделированными по периоду свободных колебаний и декременту затухания с помощью серии маятников, имеющих различные периоды колебаний и декременты затухания, присущие зданиям и сооружениям. По максимальным относительным перемещениям маятников строится спектральная кривая зависимости приведенных сейсмических ускорений от периода свободных колебаний, которая служит основой при производстве расчета зданий и сооружений в этой местности [3, 4].

Спектральные кривые получены также М. А. Био путем интегрирования акселерограмм сильных колебаний почвы с помощью механического интегратора [5], а также Г. В. Хаузером, Р. Р. Мартелем и Дж. Л. Олфордом с помощью интегратора, основанного на электро-механической аналогии [6], И. Л. Корчинским [7] и С. В. Медведевым [8], в основном, в результате приближенного интегрирования сейсмограмм слабых и сильных землетрясений.

Отметим, что предложенный А. Г. Назаровым метод выгодно отличается от упомянутых тем, что при этом спектральная кривая получается путем непосредственного измерения приведенных сейсмических ускорений, а не в результате дополнительных механических или электрических преобразований.

Спектральные кривые М. А. Био получил без учета рассеяния

* Из материалов к проекту "Положения по строительству в сейсмических районах.

энергии (затухания) для ряда сильных землетрясений. Проведя огибающую спектральных кривых, Био получает так называемый "стандартный спектр ускорения", который на участке $T > 0.2$ сек. выражается гиперболой

$$A = \frac{0.2g}{T}.$$

Эта величина, по-видимому, сильно преувеличена, она в действительности должна быть меньше из-за затухания колебаний конструкции, взаимодействия между фундаментом здания и основанием и т. д. Что касается участка $0 < T < 0.2$ сек., то здесь Био приписывает ускорение, изменяющимся по линейному закону, причем при $T = 0$, $A = 0.2g$. Принятые им величины ускорений на этом участке не заслуживают доверия, ибо записи, которые анализировались, были получены с помощью акселерографа, имеющего собственный период колебаний 0.1 сек. Собственно этот отрезок спектра сам Био не считает достоверным.

Спектральная кривая, полученная Био, обладает двумя основными недостатками: первое, она построена при условии отсутствия затухания, в то время как здания и сооружения обладают довольно большим коэффициентом затухания, который сильно меняет спектральную кривую; второе, спектральная кривая на участке периодов колебаний $0 < T < 0.2$ сек. не реальна (рис. 1).

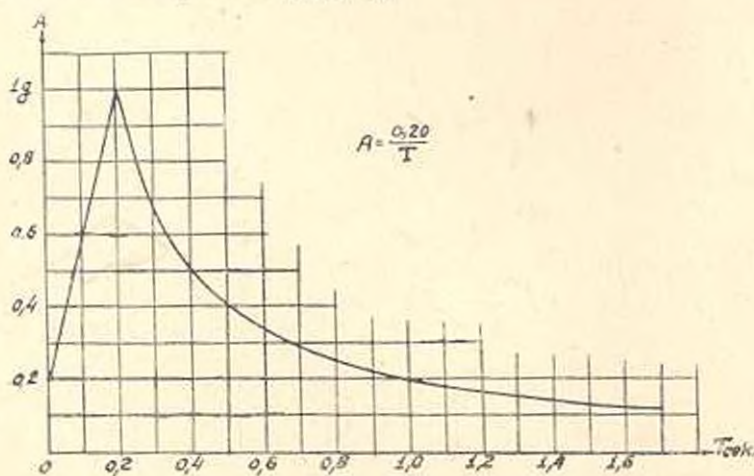


Рис. 1.

В Калифорнийских нормах спектральная кривая S на участке $0.25 < T < 0.75$ сек., опять-таки в результате анализа незатухающих колебаний, представлена в виде гиперболы

$$S = \frac{0.25}{T}.$$

а на участках $0 < T < 0.25$ и $T > 0.75$ сек. приняты постоянные значения S (см. рис. 2).

Горизонтальная сила определяется из выражения

$$V = SkW = \frac{0,25}{T} kW,$$

где k — постоянный коэффициент, принимающий следующие значения:
 $k = 0,06$ для обычных зданий и $k = 0,10$ для остальных видов сооружений (гибких).

Таким образом, расчетный спектр Калифорнийских норм обладает тем же недостатком — он построен для случая нулевого затухания. Что же касается участков спектральной кривой $0 < T < 0,25$ сек. и $T > 0,75$ сек., то здесь постоянные значения получены не на основании исследований, а просто приняты.

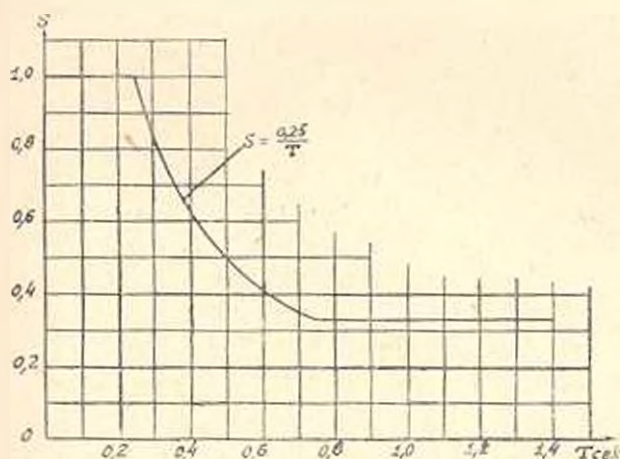


Рис. 2.

Г. В. Хаузер, Р. Р. Мартел и Дж. Л. Олфорд, в результате интегрирования на основе электро-механической аналогии 28 акселерограмм, получили 80 спектральных кривых при различных затуханиях. Спектральные кривые при нулевом затухании согласуются с полученной Бю „стандартной кривой“, а при наличии затухания они сильно отличаются. На рис. 3 приведена наиболее характерная с точки зрения авторов кривая при двух различных значениях затухания. Хаузер находит, что при изменении коэффициента затухания от $n = 0,2$ до $n = 0,4$ происходит уменьшение интенсивности примерно на 30% [9].

Участки спектральных кривых, полученные авторами для малых периодов, не реальны опять-таки из-за того, что акселерографы имели недостаточно большую частоту колебаний.

Спектральные кривые С. В. Медведевым построены на основании обработки записей сейсмических станций. Колебания при землетрясении представлены в виде „спектра действия“ — z , который выражается через смещение x_0 маятника, имеющего период свободных колебаний $T_0 = 0,25$ сек. и логарифмический декремент затухания $\lambda = 0,5$ и через два коэффициента: $\psi(T)$ — спектральный коэффициент, характе-

ризирующий спектральные особенности землетрясения и $\varepsilon(\lambda)$ — коэффициент демпфирования.

Здесь неясными остаются определения, данные величинам, входящим в спектр действия

$$\varkappa = x_0 \dot{\varepsilon},$$

а именно автор определяет их как характеризующие землетрясения, в то время как они, на наш взгляд, являются величинами, характеризующими поведение зданий и сооружений при данном землетрясении. Что касается смещения x_0 , то и оно вряд ли может четко характеризовать силу землетрясения.

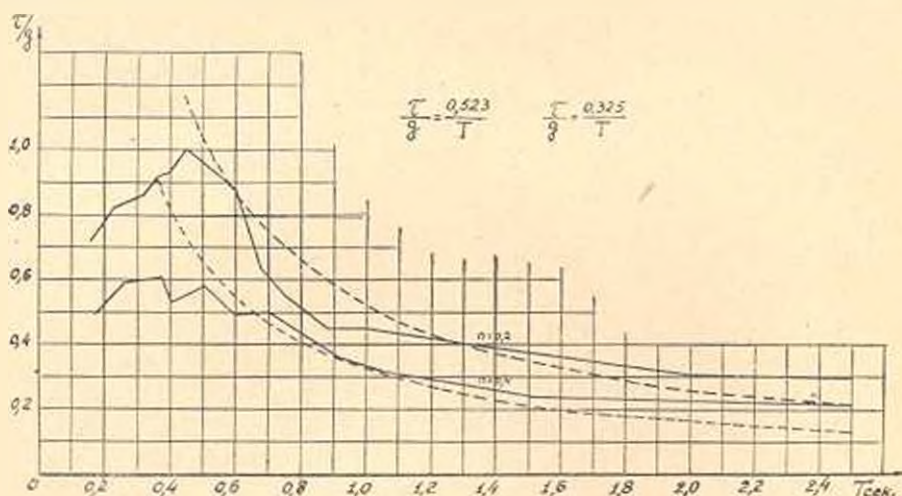


Рис. 3.

В данный момент нас интересуют спектральные коэффициенты φ , полученные автором для 80 землетрясений с силой от 3 до 8 баллов. Им по спектрам смещений вычислены спектры скоростей и ускорений и построены соответствующие средние кривые. Если сравнить среднюю кривую ускорений, которая имеет постоянную величину k_a в интервале периодов $0 < T < 0,5$ сек., а дальше следует по гиперболе

$$k_a = \frac{0,5}{T},$$

с любой кривой, построенной нами по данным автора (три

такие кривые в качестве примера приведены на рис. 4, причем пунктиром показана принятая автором средняя кривая), то увидим, что они слишком далеки от принятой средней кривой. По представленным автором материалам горизонтальный участок кривой не получается, а, наоборот, на этом участке кривая спадает как и у Бюо, при этом максимальные значения спектральных коэффициентов для отдельных землетрясений получаются при разных периодах.

Из приведенных С. В. Медведским данных [8, табл. 3] видно, что при увеличении декремента затухания в два раза ($\lambda = 0,25 - 0,50$), что соответствует примерно диапазону изменения их значений для

гибких и жестких сооружений. происходит уменьшение коэффициента демпфирования γ на 30—40% [8, табл. 2].

И. Л. Корчинским на основании анализа сейсмограмм и результатов разрушений, вызванных землетрясениями, предложен метод определения сейсмических сил.

Величины горизонтальных сейсмических сил для i -ой формы колебаний определяются по формуле

$$S_k = k_s \gamma_k \beta Q_k,$$

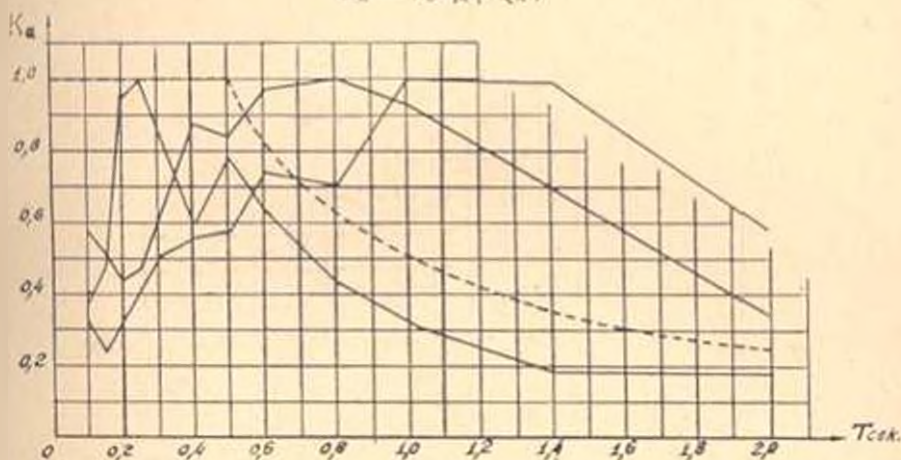


Рис. 4.

где k_s — сейсмический коэффициент, равный для 7 баллов — 1/40, для 8 баллов — 1/20 и для 9 баллов — 1/10;

γ_k — поправка на форму колебаний, зависящая от фундаментальной функции и от положения груза Q_k ;

β — коэффициент динамичности, зависящий от периода свободных колебаний сооружения.

Таким образом, в этой формуле коэффициентом β в некотором отвлеченном масштабе учитывается спектральная кривая. Поэтому мы здесь остановимся только на этом вопросе, а именно на кривой $\beta(T)$.

И. Л. Корчинским представлен график $\beta(p)$, где p — круговая частота свободных колебаний. Если ее привести к $\beta(T)$, получим кривую, представленную на рис. 5. Откуда видно, что в интервале периодов свободных колебаний $0,14 < T < 0,25$ сек. β линейно увеличивается от 1,5 до 3; далее, в интервале периодов $0,25 < T < 0,63$ сек. β имеет постоянное значение равное 3; для последующих значений периодов меняется по закону гиперболы — $\beta = \frac{1,68}{T}$. Таким образом, для

обычных зданий, периоды свободных колебаний которых примерно меняются от 0,2 до 0,6 сек., получается постоянное значение $\beta = 3$, что, конечно, сомнительно.

Если сравнить эту кривую с кривой, представленной автором в проекте нового Положения по строительству в сейсмических районах

(см. рис. 6), увидим совершенно другую картину, а именно: в ПСП $\beta = 3$ при $0 < T < 0,3$ сек., а далее изменяется по закону $\beta = \frac{0,9}{T}$. Для случая гибких сооружений, обладающих малым затуханием, вычерчена другая кривая с таким же прямолинейным участком и с гиперболическим участком $\beta = \frac{1,5}{T}$. Таким образом, в случае гибкого сооружения β помножается на коэффициент 1,67, что соответствует

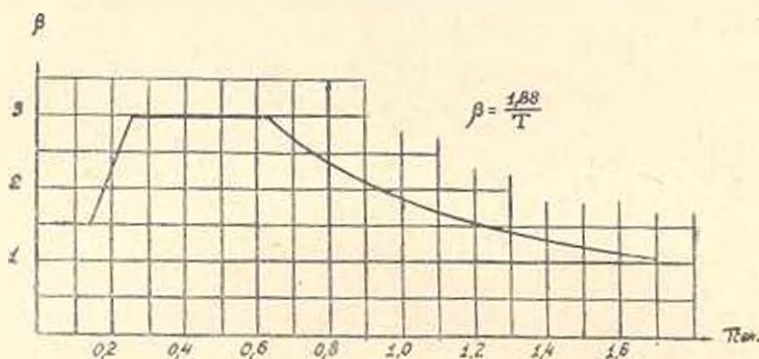


Рис. 5.

Калифорнийским нормам, где берется точно такой же коэффициент. Такое увеличение сейсмической нагрузки для гибких сооружений нам кажется завышенным.

В результате анализа записей большого количества взрывов, а также землетрясений в Тбилиси и Сталинабаде нами построены спектральные кривые $\frac{\tau}{g}(T)$, (где τ — приведенное сейсмическое ускорение). Кривые эти в количестве около 100 штук получены в результате замеров с помощью сейсмометров АИС массовых взрывов, произведенных в различных почвенных условиях и при различном количестве взрывчатки. Все эти кривые приведены к $\frac{\tau}{g} = 1$ по максимальному значению приведенного сейсмического ускорения.

Построив по имеющимся экспериментальным данным гиперболу $\frac{\tau}{g} = \frac{k}{T}$, определялись значения k для различных взрывов. Колебания в значениях k получились в относительно больших пределах. Для одного и того же участка местности колебание это вообще зависит от количества взрывчатки, расстояния от места взрыва и почвенных условий. Найти четкую закономерность в изменении k от перечисленных факторов пока не удалось.

В случае землетрясений, при большом удалении очага по сравнению с расстояниями между сейсмометрами, расположенными на определенной малой территории, вопрос о зависимости k от расстояния

отпадает. Остаются в основном два фактора, от которых зависит величина k : сила землетрясения и почвенные условия. Безусловно, при этом следует особо исследовать вопрос об уменьшении сейсмического эффекта из-за взаимодействия между фундаментом сооружения и его основанием.

Если проанализировать полученные нами кривые, можно заметить, что они хорошо приближаются к гиперболе. При этом k меняется в пределах от 0,02 до 0,09, т. е. в 4,5 раза. Если учесть, что максимальное значение приведенного сейсмического ускорения получи-

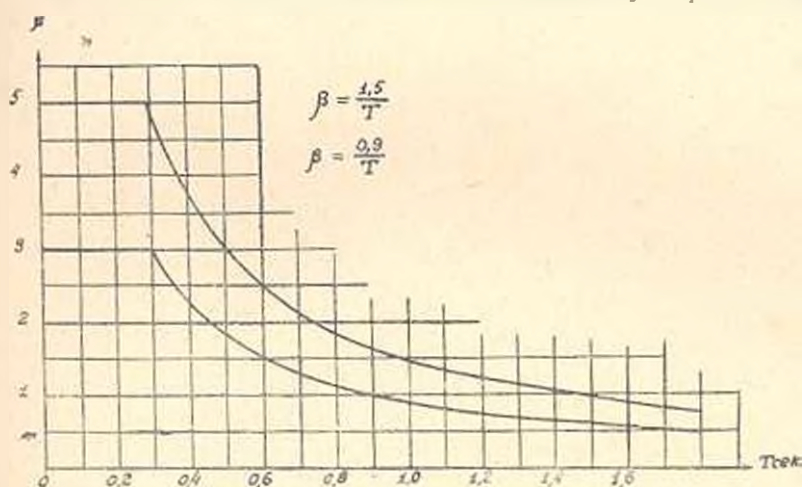


Рис. 6.

лось для $T = 0,05$ сек. и что оно одновременно является и средне-арифметическим из полученных значений, можем принять

$$\frac{\tau}{g} = \frac{0,05}{T}$$

Таким образом, из анализа рассмотренных работ совершенно ясно следует, что спектральные кривые, в первом приближении, могут быть представлены законом гиперболы. Однако при этом нечеткими остаются два обстоятельства: первое, постоянство значения спектрального коэффициента β на участке малых периодов колебаний; второе, значение величины коэффициента k в выражении гиперболы.

Участок с постоянным значением β в пределах $0 < T < 0,3$ сек. на сегодня, когда для жестких сооружений характер влияния на величину приведенного сейсмического ускорения ряда факторов пока не выяснен, условно может быть принят. В связи с этим не мешало бы достичь того, чтобы вопрос о нормировании и расчете зданий и сооружений в сейсмических районах ставился бы с международной точки зрения, путем установки во всех сейсмических районах земной поверхности идентичной аппаратуры и, по возможности, принятия близких расчетных схем, конечно, после надлежащего обмена мнениями.

Принятие в проекте нового Положения по строительству в сейсмических районах для зданий значения $\beta = \frac{0,9}{T}$ нам представляется завышенным; для этого случая следовало бы брать $\beta = \frac{0,6}{T}$, а для гибких сооружений, имеющих малое затухание, — $\beta = \frac{0,9}{T}$. Тогда в гибких сооружениях будет иметь место увеличение расчетной сейсмической силы на 50%.

Институт стройматериалов
и сооружений АН Армянской ССР

Բ. Կ. ԿԱՐԱՊԵՏՅԱՆ

ՍՊԵԿՏՐԱԼ ԿՈՐԻ ԸՆՏՐՈՒՄԸ ՇԵՆՔԵՐԸ ԵՎ ԿԱՌՈՒՅՎԱԾՔՆԵՐԸ
ՍԵՅՍՄԻԿ ՈՒՅԵՐԻ ԱԶԵՆՅՈՒԹՅԱՆ ՏԱՎ ՀԱՇՎԵԼՈՒ ԴԵՊՊՈՒՄ

Ու ճ փ ո փ ո ի մ

Հողի ժողովուրդը փերլուծման են ենթարկում տարրեր հետազոտողների կողմից տափարկված սպեկտրալ կորերը. բերվում են հեղինակի տվյալները, որոնք ստացվել են մատչելի պայմանների փորձարկումներից:

Աշխատանքների փերլուծման արդյունք է հանդիսացել բերված մի քանի առաջարկները, սպեկտրալ կորի բնորոշման համար ճիշտերը և կատարված քննարկ սեյսմիկ ուժերի տղզեցություն տակ հաշվելու դեպքում:

ЛИТЕРАТУРА

1. Publications of the Earthquake Investigations Committee in foreign languages, № 4, Tokyo, 1900.
2. Завриен К. С. Динамическая теория сейсмостойкости, Тбилиси, 1936.
3. Назаров А. Г. Известия АН Армянской ССР, № 3, 1917.
4. Назаров А. Г. Метод инженерного анализа сейсмических сил, Ереван, 1956.
5. Baiot M. A. Bull. of the Seism. Soc. of America, vol. 31, № 2, 1941.
6. Housner C. W., Martel R. R. and Alford C. L. Bull. of the Seism. Soc. of America, vol. 43, № 2, 1953.
7. Корчицкий И. Л. Расчет сооружений на сейсмические воздействия, научное сообщение ЦНИПС, № 14, Москва, 1954.
8. Мидваев С. В. Труды Геофизического института № 36, (163), Москва, 1956.
9. Nousner C. W. Spectrum Intensities of Strong-Motion Earthquake, Proceedings of the symposium on Earthquake and blast effects on Structure, Los Angeles, California, Inne, 1952.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Р. А. ГРДЗЕЛЯН, Н. Г. ДЖАНДЖУГАЗОВ, М. М. КАРАПЕТЯН, А. С. ТОРОСЯН

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СХЕМА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОТЕРЬ
ЭНЕРГИИ НА КОРОНУ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА*

В связи с развитием высоковольтных электрических сетей, исследование короны переменного тока на опытных линиях и высокогорных районах при пониженных атмосферных давлениях имеет теоретический и практический интерес. Состояние развития науки в области короны не позволяет достаточно точно определять потери электроэнергии на корону вообще, и особенно в условиях горных районов. Предложенные различными авторами методы расчета потерь на корону [1,2,3] обычно являются результатом обобщения экспериментального материала, не имеющего достаточного теоретического обоснования и потому не могут быть распространены на весь диапазон применяемых марок проводов и на различные метеорологические условия. Сравнение подсчетов по различным формулам показывает, что по ряду факторов они не приводят к однозначным результатам.

За последние годы учет потерь энергии на корону производится на основании экспериментального исследования на опытных пролетах, в условиях близких к эксплуатации.

Одним из основных факторов, влияющих на величину потерь на корону в высокогорных условиях, является пониженная плотность воздуха. Влияние относительной плотности воздуха (δ) на величину потерь электроэнергии на корону показано на рис. 1, где приводятся полученные нами зависимости потерь мощности на корону от электростатического градиента на поверхности провода АС-150** при различных относительных плотностях воздуха. Как показывают полученные данные, при хорошей погоде изменение относительной плотности воздуха на несколько процентов приводит к изменению потерь мощности на корону при данном градиенте в сотни процентов.

Лаборатория электротехники АН Армянской ССР занимается исследованием потерь на корону на опытных пролетах в высокогорных условиях — порядка 1100—2000 метров над уровнем моря. В 1955 году были начаты проектно-исследовательские работы и сооружение двух опытных установок напряжением 250 кВ в следующих пунктах [3]:

- 1) В районе Норки гор. Еревана на высоте 1100 метров над уров-

* В разработке схемы участвовала Вильчур Л. М.

** Под электростатическим градиентом понимается величина электростатического градиента, которая была бы на поверхности провода при отсутствии короны.

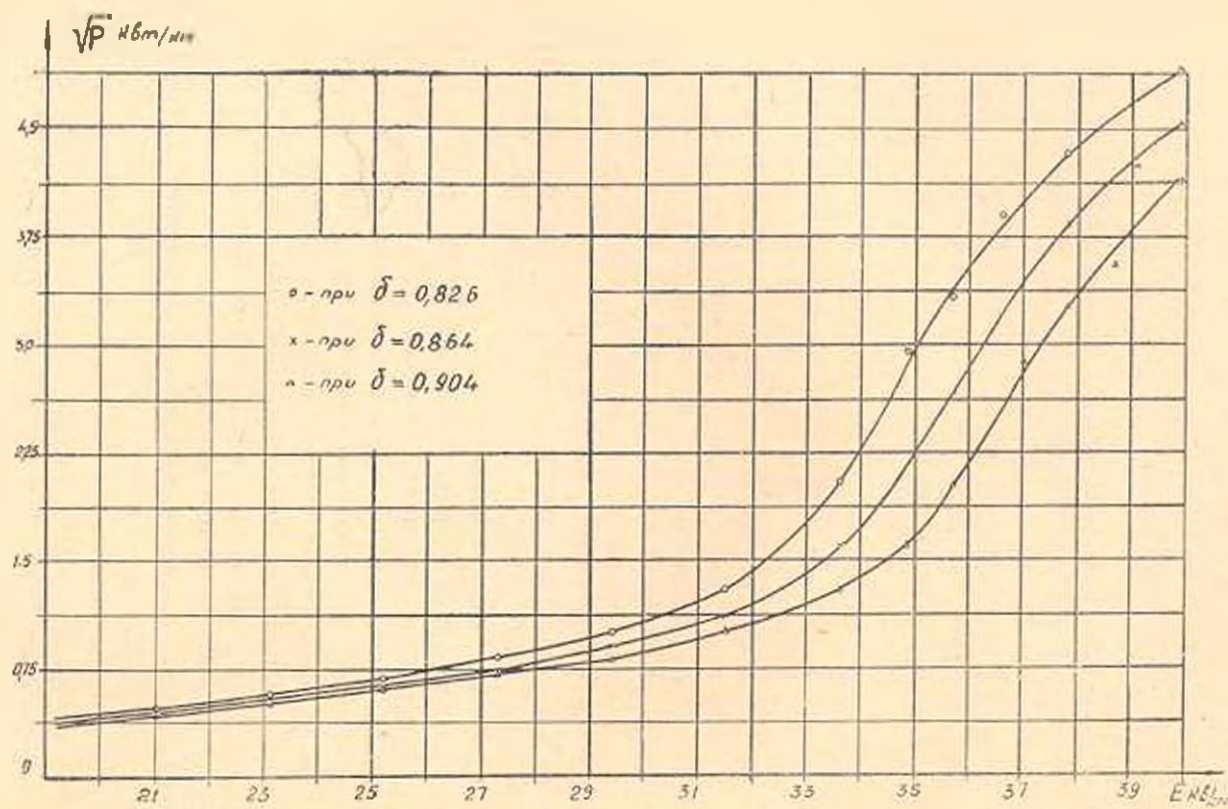


Рис. 1. Кривые зависимости потерь на корону от напряженности поля на поверхности провода АС-150 при различных плотностях воздуха. (Данные ЛЭАН).

нем моря. Эта установка имеет два пролета, один с активной длиной 45 метров, другой—5 метров, для одновременного исследования потерь на корону на различных проводах. На первом пролете был подвешен провод АС-150, на втором—АСУ-100.

2) В г. Севан на высоте порядка 2000 метров над уровнем моря. Установка имеет пролет длиной 161 метр с проводом АСУ-300.

Первоочередной задачей исследований на этих установках является определение годовых потерь электроэнергии на корону в линии передачи 220 ки. Агарбекян—Татев.

Экспериментальная установка для измерения потерь на корону состоит из следующих основных частей: высоковольтного испытательного трансформатора 250 кв, 160 кв; измерительного устройства; опытных пролетов; метеорологической установки.

Измерение мощности потерь на корону имеет свои специфические стороны. При напряжениях на проводе, близких к критическому напряжению короны, ток, создающий потери на корону, представляет собой весьма малую долю тока коронирующей линии. Измерение мощности при малых $\cos \varphi$ представляет довольно трудную задачу, поэтому измерения с первичной стороны высоковольтного трансформатора или же с помощью трансформаторов тока и напряжения сопряжены с большими погрешностями. В настоящее время более целесообразно использование схем, позволяющих производить измерения со стороны высокого напряжения с компенсацией тока геометрической емкости линии, имеющего место при тех же напряжениях, но при отсутствии короны.

Принципиальная схема измерения потерь на корону, примененная на указанных установках, приведена на рис. 2 и 3. Компенсация тока геометрической емкости линии производится при помощи конденсатора без потерь (C_k). Измерения мощности производятся специальным милливаттметром, обмотка напряжения которого питается или через емкостной делитель с электронным устройством, или же через омический делитель с компенсированным трансформатором (Т-1).

При напряжениях ниже коронного, для принятой схемы, должно удовлетворяться условие

$$R_1 \cdot C_2 = R_2 \cdot C_k, \quad (1)$$

где R_1 и R_2 — сопротивления плеч схемы, C_k — геометрическая емкость линии, при которой через милливаттметр ток не течет, так как точки 1 и 2 имеют одинаковый потенциал.

При напряжениях выше коронного через токовую обмотку милливаттметра потечет ток неуравновешивания, обусловленный короной. Этот ток не является чисто активным, так как коронирующий провод окружен объемными зарядами, увеличивающими емкость линии.

Соотношение компенсированного тока короны I_k (ток через ветвь

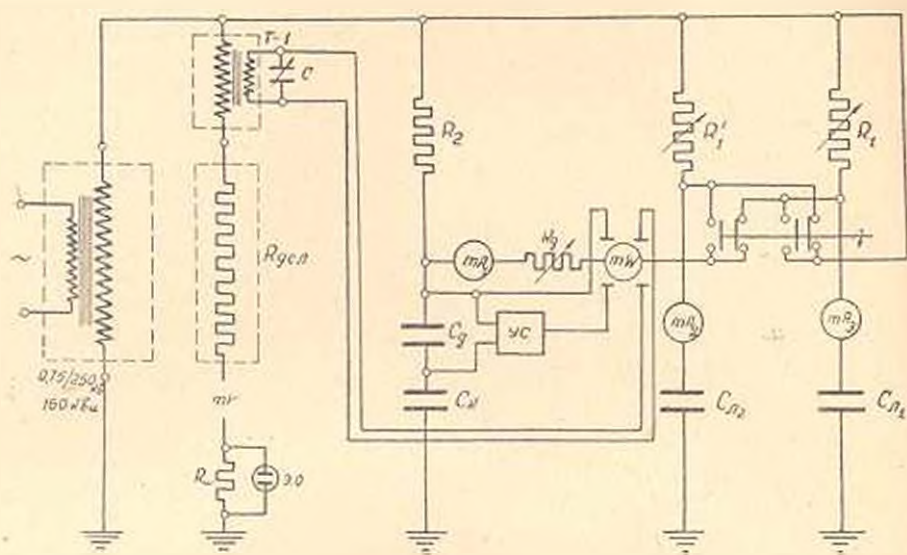


Рис. 2. Принципиальная схема измерения потерь на корону.

ΔC_n , r , рис. 4.) к току неуравновешивания $\bar{I}_0$ является коэффициентом пересчета по току (K).

Для анализа схемы и определения коэффициента K , произведен расчет токораспределения схемы по методу контурных токов (рис. 4). Для упрощения расчета нелинейная вольт-амперная характеристика короны линеаризована.

Обозначим через

R_0 — сопротивление диагонали; r — сопротивление, имитирующее потери на корону; ΔC_n — приращение емкости линии из-за короны; C_k — компенсирующая емкость; I_k — ток коронирующей линии; $\bar{I}_k$ — компенсированный ток короны (первой гармоники); $\bar{I}_0$ — ток неуравновешивания.

Пренебрегая сопротивлением источника тока, составляя соответствующие уравнения и решая их, получим:

$$I_k = U \frac{R_0 R_2 + \frac{1}{j\omega C_k} (R_1 + R_2 + R_0)}{R_2 (R_0 R_1 + R_0 Z_n + R_1 Z_n) + \frac{1}{j\omega C_k} [(R_0 + R_2)(R_1 + Z_n) + R_1 Z_n]} \quad (2)$$

$$\bar{I}_0 = U \frac{R_2 Z_n - \frac{R_1}{j\omega C_k}}{R_2 (R_0 R_1 + R_0 Z_n + R_1 Z_n) + \frac{1}{j\omega C_k} [(R_0 + R_2)(R_1 + Z_n) + R_1 Z_n]} \quad (3)$$

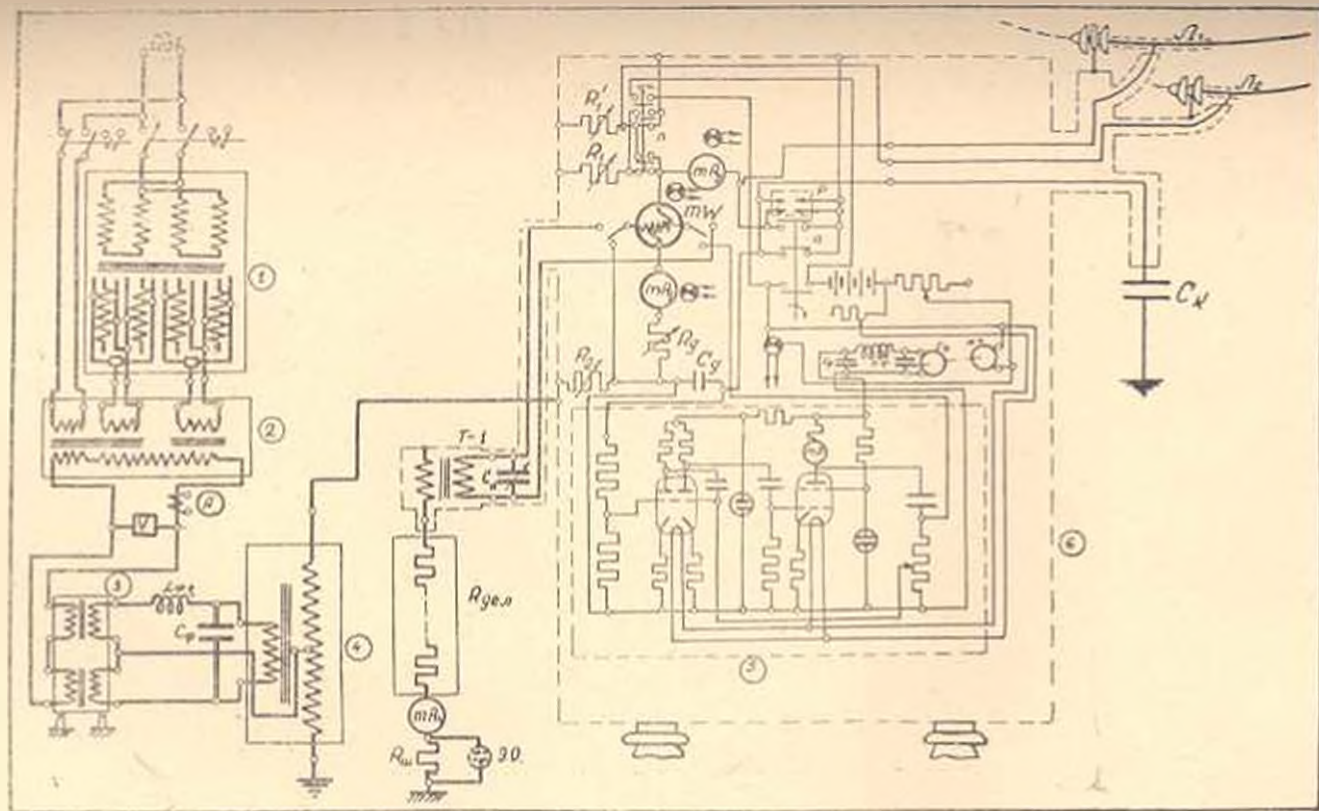


Рис. 3. Полная принципиальная схема опытной установки для измерения потерь на корону.

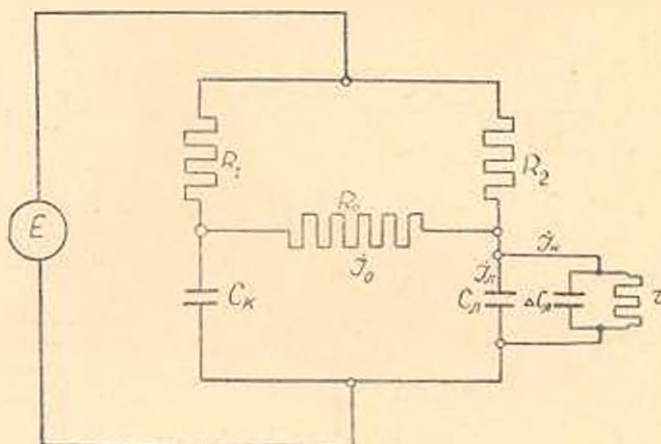


Рис. 4. Расчетная схема токораспределения.

Компенсированный ток короны

$$\bar{I}_k = I_k Z_k \left(-\frac{1}{r} + j\omega \Delta C_k \right) \quad (4)$$

$$I_k = U \frac{\left| R_3 R_2 + \frac{1}{j\omega C_3} (R_0 + R_1 + R_2) \right| \cdot Z_k \left(\frac{1}{r} + j\omega \Delta C_k \right)}{R_3 (R_0 R_1 + R_0 Z_k + R_1 Z_k) + \frac{1}{j\omega C_3} \left[(R_0 + R_2)(R_1 + Z_k) + R_2 Z_k \right]} \quad (5)$$

где

$$Z_k = \frac{\frac{1}{r} + j\omega(C_k + \Delta C_k)}{\frac{1}{r^2} + \omega^2(C_k + \Delta C_k)^2}$$

Отношение $\bar{I}_k$ к I_0 и есть искомый коэффициент пересчета показаний схемы по току (K_i). Подставляя значения I_0 и $\bar{I}_k$ из уравнений (2) и (5), после некоторых преобразований получим:

$$K_i = 1 + \frac{R_2}{R_1} + \frac{R_0}{R_1} + \frac{R_0 R_1}{R_1 \cdot j\omega C_k} \quad (6)$$

Мнимая часть коэффициента представляет весьма малую величину, так как сопротивления приборов и плеч схемы примерно в 10^3 — 10^4 раза меньше реактивного сопротивления C_k . Поэтому, пренебрегая мнимой частью уравнения (6), получим:

$$K_i = 1 + \frac{R_0 + R_2}{R_1} \quad (7)$$

Как видно, K_i есть величина действительная (при пренебрежении мнимой частью) и постоянная, зависящая от постоянных параметров схемы, что исключает фазовые ошибки. Коэффициент K_i не зависит от

гармонических составляющих тока, что для измерения потерь на корону весьма существенно. При измерениях потерь на корону по указанной схеме наименьший возможный предел измерения ограничивается с одной стороны чувствительностью милливаттметра, а с другой стороны чувствительностью схемы по току $\frac{1}{K_2}$.

Из уравнений 1 и 7 видно, что чувствительность схемы по току, при заданном пролете, можно увеличить либо увеличением емкости компенсирующего конденсатора, либо пропорциональным увеличением сопротивлений R_1 и R_2 .

Увеличение емкости компенсирующего конденсатора без потерь, с рабочим напряжением несколько сотен киловольт, ограничивается, обычно, техническими возможностями.

Увеличение же чувствительности схемы, путем увеличения сопротивлений плеч, ограничивается увеличением разности потенциалов между экраном и измерительными проводами схемы, которая приводит к увеличению погрешности схемы из-за увеличения емкостных паразитных токов. Оптимум величин сопротивлений R_1 и R_2 устанавливается в процессе наладки, так как математическое их определение с учетом паразитных емкостных токов, которые не поддаются расчету, не представляется возможным. Увеличение же длины пролета при данной C_k с целью увеличения потерь, приводит к уменьшению чувствительности схемы почти на такой же порядок, как и увеличение самих потерь. Поэтому увеличение длины опытного пролета не вполне оправдывается, тем более, что длинный пролет вследствие большого провеса имеет неравномерную напряженность поля на проводе вдоль пролета.

Подача напряжения к обмотке напряжения милливаттметра предусмотрена следующими двумя способами (рис. 2 и 3):

- 1) от емкостного делителя напряжения через электронное устройство;
- 2) от омического делителя напряжения через компенсированный трансформатор.

Отбор напряжения в первом случае осуществляется от конденсатора C_k , включенного последовательно с C_k .

Электронное устройство представляет из себя трехкаскадный усилитель с большим входным сопротивлением и с обратной отрицательной связью по току и по напряжению для компенсации сдвига фаз между напряжением на пролете и выходным напряжением электронного устройства.

При использовании омического делителя, с целью уменьшения его мощности, применяется трансформатор с весьма малой индукцией и током холостого хода. Первичная обмотка трансформатора включается последовательно в цепь омического делителя со стороны высокого напряжения. Для компенсации сдвига фаз напряжения, вследствие реактивной мощности делителя и индуктивности трансформато-

ра. применяется конденсатор C_k . Эта компенсация постоянная, так как конструкция омического делителя исключает появление короны на элементах делителя и, кроме того, параметры трансформатора Т-1, в пределах измерения, практически остаются постоянными.

Потери мощности на корону на опытном пролете определяются следующей зависимостью:

$$W_{\text{действ.}} = K_{\text{обш.}} \cdot W_{\text{измер.}}$$

где $W_{\text{действ.}}$ — действительная мощность потерь на корону на проводе.

$W_{\text{изм.}}$ — мощность по милливаттметру,

$K_{\text{обш.}}$ — общий пересчетный коэффициент по мощности.

При питании обмотки напряжения милливаттметра от емкостного делителя с электронным устройством

$$K_{\text{обш.}} = \frac{K_{\Delta} \cdot K_I}{K_y} = K_I \cdot K_H,$$

где K_{Δ} — коэффициент деления емкостного делителя,

K_I — коэффициент пересчета по току,

K_y — коэффициент усиления электронного устройства,

K_H — коэффициент пересчета по напряжению.

При питании обмотки напряжения милливаттметра от омического делителя с компенсированным трансформатором

$$K_{\text{обш.}} = \frac{K_{\Delta} \cdot K_I}{K_T} = K_I \cdot K_H,$$

где K_{Δ} — коэффициент деления омического делителя,

K_T — коэффициент трансформации компенсированного трансформатора,

K_H — коэффициент пересчета по напряжению.

Измерения на двух проводах ведутся одной и той же схемой с возможностью переключения схемы с одного пролета на другой без снятия напряжения. При этом сопротивление R_0 остается постоянным, а R_1 меняется на R_2 , соответственно емкости переключенного пролета.

Высоковольтная часть измерительной схемы находится в экранированном ящике, изолированном от земли (рис. 5).

Там же находится аккумуляторная батарея с умформером для питания электронного устройства и освещения измерительных приборов.

Наблюдения за измерительными приборами производятся дистанционно при помощи оптического прибора и зеркал. Отключение (шунтировка) и включение измерительной части схемы, переключение схемы с одного пролета на другой, а также переключение предела измерения (чувствительности) схемы производится также дистанционно без снятия напряжения.

Высоковольтный электрод компенсирующего конденсатора представляет из себя диск эллипсоидального сечения диаметром 3 м.

В некоторых случаях этот электрод заменяется цилиндрическим. Емкость диска относительно земли 135 пф., емкость цилиндра 70 пф.

Омический делитель собран из керамических сопротивлений, помещенных в кожухе высоковольтного изолятора, заполненного маслом (рис. 6).

Для предотвращения влияния утечек по поверхности изолятора на верхнем и нижнем фланцах кожуха делителя установлены проходные изоляторы, в фланцы кожуха делителя соединяются соответственно с потенциалом измерительного ящика (экрана) и землей. Измерение напряжения производится миллиамперметром (mA_1), включенным в цепь омического делителя.

Экраны подводящих проводов (алюминиевые трубы) имеют потенциал измерительного ящика. Этот потенциал подводится также к первым изоляторам начальных гирлянд пролетов.

Для предотвращения влияния краевого эффекта на малом пролете с двух концов надеты экранирующие трубы $\varnothing$ 50 мм, длиной 1,5 м. Подача потенциала экрана к экрану конечной гирлянды малого пролета осуществлялась спуском от экрана большого пролета (рис. 7 и 8), который предназначен для предотвращения влияния малого пролета на большой. Однако, как выяснилось в процессе экспериментов, путем снятия вольт-кулоновых характеристик методом антенны, разработанным в ЭНИИ-с АН СССР, распределение градиента вдоль малого пролета оказалось неравномерным. Для предотвращения влияния спуска на равномерность градиента вдоль провода, экранировка конечной гирлянды малого пролета произведена соединением ее с потенциалом экрана посредством пропускания внутрь повива провода пролета тонкой изолированной проволоки. Следует отметить, что в этом случае расчетная и измеренная величины емкости линии практически совпадают.

Наладка схемы. Так как измерительная установка состоит из многих узлов, то возможные ошибки их могут складываться и достигать недопустимой величины, поэтому погрешность каждого узла определялась в отдельности, а затем определялась погрешность установки в целом.

Погрешности схемы могут быть как по причине угловых погрешностей, так и погрешностей по абсолютной величине.

Общая погрешность схемы складывается из погрешности емкостного делителя по коэффициенту деления и по углу между пол-

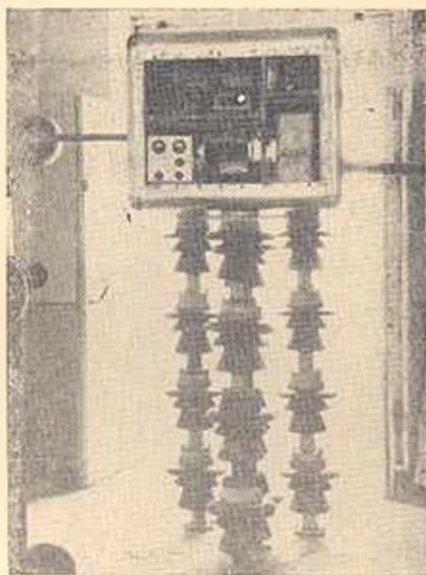


Рис. 6. Общий вид измерительного ящика с открытой крышкой.

ным напряжением на делителе и на его плече C_2 ; погрешности усилителя по коэффициенту усиления и по углу между векторами входного и выходного напряжений; угловых погрешностей вследствие наличия индуктивности у обмоток тока и напряжения милливаттметра и обмотки миллиамперметра; погрешности по величине и по углу омического делителя; погрешности по коэффициенту трансформации и по углу компенсированного трансформатора Т-1; погрешности остальных измерительных приборов.



Рис. 6. Общий вид делителя напряжения на 250 кВ.

синусоидальной кривой напряжения со стороны первичной обмотки высоковольтного трансформатора был включен Г-образный фильтр (рис. 3).

Параметры фильтра подбирались осциллографированием формы кривой напряжения на омическом делителе напряжения. Не входя в подробности наладки отдельных узлов измерительной схемы, приведем последние два этапа наладки, определяющие качество измерительной схемы в целом.

1. Проверка отсутствия угловых погрешностей схемы производилась при $U < U_n$ путем искусственного вывода схемы из уравновешивания. При этом ток неуравновешивания доводился до трехкратной величины номинального тока милливаттметра. Отсутствие показаний милливаттметра в этом случае указывает на отсутствие угловых погрешностей в схеме в целом. При наличии же угловых погрешностей угол между векторами тока и напряжения был бы менее 90° и милливаттметр показал бы фиктивную мощность.

2. Определение общей погрешности измерений производилось путем определения мощности по схеме при включении в линию заранее известной нагрузки. Обычно эта нагрузка представляет собой активное сопротивление, включенное в рассечку линии в ее начале (рис. 9). Как показали измерения и анализ работы схемы, в этом случае результаты искажаются вследствие протекания сравнительно

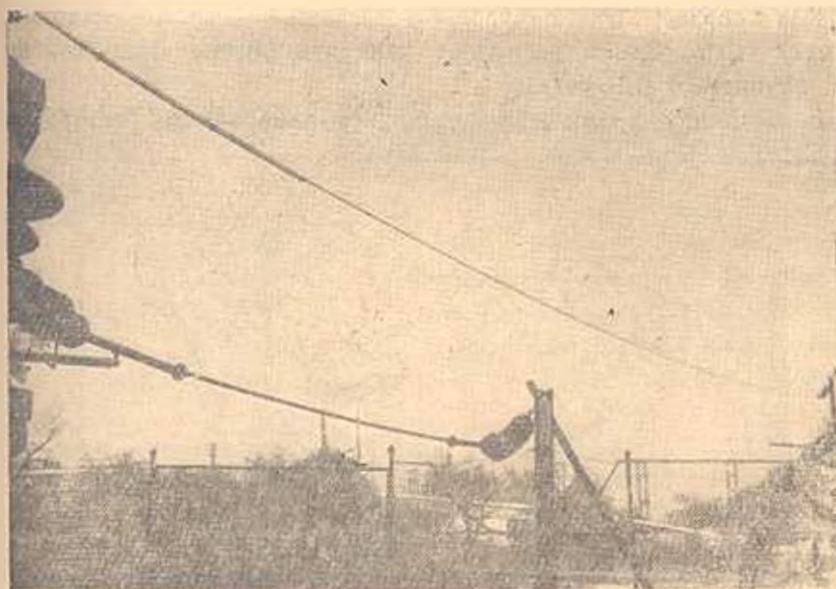


Рис. 7. Общий вид большого и малого пролетов.

больших паразитных токов, обусловленных большой разностью потенциалов между компенсирующим конденсатором, экраном и линией. Эта разность потенциалов равна падению напряжения на нагрузочном сопротивлении. Во избежание указанных искажений, нагрузочное со-

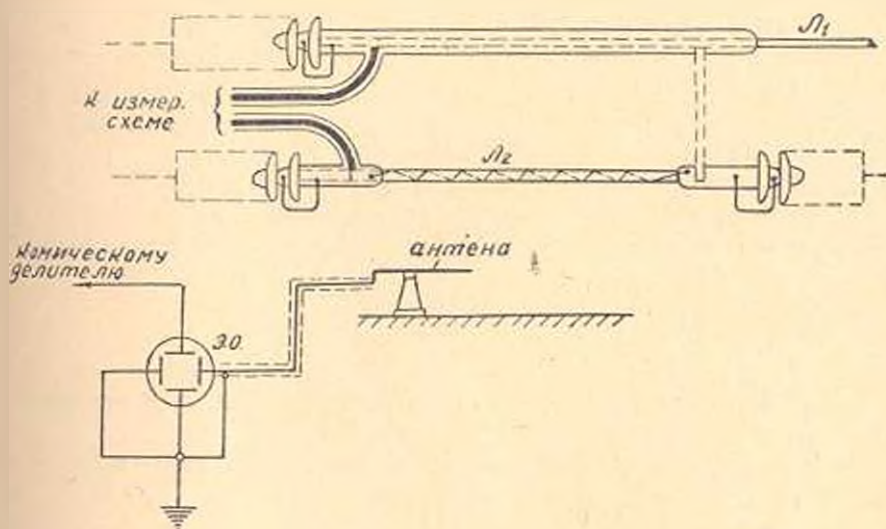


Рис. 8. Принципиальная схема экранирования пролетов и измерения вольт-кулоновой характеристики с помощью антенны.

противление включалось параллельно с линией. В этом случае компенсирующий конденсатор, экран и линия находятся, практически, под одним и тем же потенциалом, что соответствует реальной работе схемы при измерениях потерь на корону.

Как показали измерения, точность схемы в целом находится в пределах $\pm 5\%$. Схема позволяет измерять потери мощности на корону, начиная от $0,1 \text{ вт/м}$.

В настоящее время одновременно с измерениями потерь на ко-

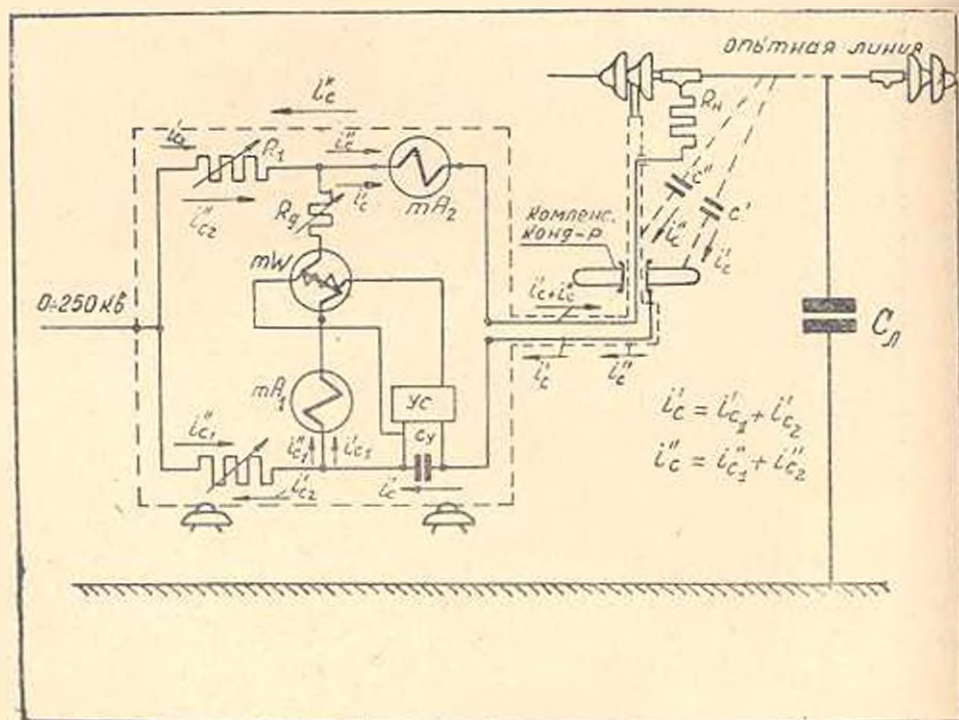


Рис. 9. Схема измерения общей потерь мощности путем включения сопротивления в рассечку линии. На схеме указаны паразитные токи.

рону ведутся необходимые метеорологические наблюдения.

Измерительная схема сооруженной установки на высоте 2000 метров над уровнем моря принципиально идентична с описанной схемой.

Лаборатория электротехники
АН Армянской ССР

Խ. Ա. ԳՐԶԵԼՅԱՆ, Ն. Գ. ԶԺԱՆԺՈՒԴՅԱՆ, Մ. Մ. ԿԱՐԱՊԵՏՅԱՆ, Ա. Ս. ԹՈՐՈՍՅԱՆ

ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ՀՈՍԱՆՔԻ ՓԱՎԱԾ ՎՐԱ ԷՆԵՐԳԻԱՅԻ ԿՈՐՈՒՄՏՆԵՐԻ
ՀԵՏԱԶՈՏՄԱՆ ՉԱՓՄԱՆ ՍԽԵՄԱ

Ա. Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Բարձր լարման էլեկտրական ջանքերի փոխադրման հետ կապված՝ փոփոխական հոսանքի պոտիկ հետադարձումը փորձնական զժեռի վրա բարձրունքային պոլմաններում, զածր մթնոլորտային ճնշման տակ, ունի էական պրակտիկ նշանակություն Այդ հետազոտություններն ունեն և

տեսական նշանակություն, որովհետև պատկի տապարկում գիտություն զարգացման ժամանակակից զբոսությունը թույլ չի տալիս որեւէ կերպ ճիշտ որոշել էլեկտրականության կորուստները պատկի վրա՝ ընդհանրապես և մասնավորապես՝ լինելուն պայմաններում:

Այդ կապակցությամբ 2 փորձական զծերի վրա (ծովի մակարդակից 1100 մ բարձրության վրա՝ Երևան-Նոթրուս և 2000 մ-ի վրա Սևանում) պատկի կորուստները չափելու համար մշակված և կիրառված է չափման սխեման: Այդ սխեման միացվում է բարձր լարման շղթայում և աշխատում է համասարակչով կամ բաժանի սկզբունքով, զծի սեակալով հոսանքի կամ պինդացմամբ:

Պատկի վրա կորուստների վերահսկումը կատարվում է իրական հաստատուն գործակիցներով, որոնք կախված են միայն սխեմայի հաստատուն պարամետրերից:

Սխեմայի ճշտությունը $\pm 5\%$ է:

ЛИТЕРАТУРА

1. Сиротинский Л. И. Техника высоких напряжений, ч. I, 1951. Госэнергоиздат.
2. Отчет ЭНИН-а АН СССР. Коронный разряд на линиях 40 кВ. 1949.
3. Отчет Лаборатории электротехники АН Армянской ССР (ЛЭАН). Исследование короны переменного тока при пониженных плотностях воздуха. Часть I и II, 1954—1955 годы.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

Е. С. БОРИСЕВИЧ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЧЕСКОЙ
ЧАСТИ ОСЦИЛЛОГРАФА

Расчет механической части осциллографов в литературе не освещен. Между тем при их проектировании нередко возникают специфические вопросы, от правильного решения которых зависит работоспособность конструкции прибора.

В статье рассматриваются: явление удара при включении ленточной кассеты на большой скорости, вопрос об эффективном использовании пружинного двигателя, расчет нового типа регулятора скорости, способного снять значительный избыточный крутящий момент, развиваемый пружинным двигателем.

1. Явление удара при включении ленточной кассеты
на большой скорости

При включении кассеты осциллографа на большой скорости могут возникнуть значительные ударные нагрузки. Их появление обусловлено тем, что находящийся в движении и обладающий значительной кинетической энергией механизм осциллографа соединяется с неподвижным механизмом кассеты.

Неучет ударных нагрузок может вызвать разрушение слабого звена: обрыв фотоленты, срез шпонок, поломку зубчатых колес или других ответственных деталей механизма.

Вредное действие ударных нагрузок можно существенно уменьшить, применяя для соединения механизма осциллографа с механизмом кассеты фрикционную механическую или электромагнитную муфту. Такая муфта рассчитывается на передачу крутящего момента, несколько превышающего необходимый. При возрастании крутящего момента сверх допустимой величины муфта начинает проскальзывать. Фрикционные электромагнитные муфты использованы во многих осциллографах Геофизического института АН СССР [3, 4].

При включении кассеты на большой скорости происходит также мгновенное падение скорости вращения механизма осциллографа с последующим разгоном соединенных вместе механизмов осциллографа и кассеты. В результате, начальный отрезок фотоленты, который может иметь значительную величину, движется неравномерно, что затрудняет получение доброкачественной записи начала исследуемого процесса.

Эти обстоятельства препятствуют применению обычных ленточных кассет для записи на больших скоростях (выше 2 м/сек) и заставляют изобретать различные специальные конструкции кассет, в которых, как правило, длина заряжаемой фотоленты является существенно меньшей ($\sim$ до 3-х метров).

Рассмотрим движение механизмов кассеты и осциллографа на трех различных этапах.

I этап. Механизмы не соединены.

Механизм осциллографа

Равномерное вращение

$$\omega_1 = \text{const}$$

Механизм кассеты

Покой

$$\omega_2 = 0$$

II этап. Соединение механизмов.

Характеризуется явлением удара, при котором могут возникнуть значительные мгновенные силы.

Мгновенное падение
скорости.

$$\text{от } \omega_1 \text{ до } \omega_2$$

Переход от состояния покоя к
движению. Наростание скорости:

$$\text{от } \omega_2' \text{ до } \omega_2$$

III этап. Механизмы соединены.

Скорость быстро восстанавливается от ω_2 до ω_1 .

Остановился на II этапе. Здесь следует определить величину ω_2 — абсолютной угловой скорости вращения после удара.

Если принять удар неупругим, при наличии фрикционной муфты, то угловая скорость вращения обоих механизмов после удара будет равна, т. е. $\omega_1 = \omega_2$. Расчет удобно вести относительно оси вращения соединительной шестерни осциллографа.

Известно, что момент количества движения тела, вращающегося вокруг неподвижной оси, равен произведению его момента инерции относительно этой оси на угловую скорость [9а]:

$$k = I\omega. \quad (1)$$

Из теории удара следует, что при отсутствии внешних ударов сумма моментов количества движения системы до удара и после удара должна быть неизменной

$$I\omega_1 + I'\omega_1' = I\omega_2 + I'\omega_2', \quad (2)$$

по условию $\omega_1' = 0$, а $\omega_2' = \omega_2$, тогда угловая скорость после удара:

$$\omega_2 = \frac{I}{I + I'} \omega_1, \quad (3)$$

где I — суммарный момент инерции вращающихся деталей механизма осциллографа, приведенный к расчетной оси,

I' — суммарный момент инерции вращающихся деталей механизма кассеты, приведенный к той же оси.

Определим момент импульса силы, который может возникнуть при ударе. При этом моментами не мгновенных сил можно пренебречь.

Для упрощения рассматриваем не объединенную систему соударяющихся тел, а одну из двух систем, тогда удар будет внешним по отношению к рассматриваемой системе. В нашем случае такой системой удобно считать механизм кассеты, моменты инерции всех деталей которой приведены к расчетной оси.

Известно, что

$$dk = rFdt, \quad (4)$$

где k — момент количества движения;

F — сила удара;

r — радиус действия силы.

Интегрируя в пределах весьма малого промежутка времени действия удара $\tau = t - t_0$

$$\int_{t_0}^t dk = r \int_{t_0}^t Fdt,$$

получим:

$$k - k_0 = rS, \quad (5)$$

где $S = \int_{t_0}^t F_0 dt$ — импульс силы удара за время τ .

Для нашего случая момент количества движения механизма кассеты k_0 , соответствующий начальному моменту времени t_0 , равен нулю, а момент количества движения в момент времени t будет равен:

$$k = I'\omega_0,$$

тогда

$$I'\omega_0 = rS$$

или, подставляя значение ω_0 из формулы (3), получим:

$$S = \frac{I \cdot I' \cdot \omega_0}{(I + I')r}. \quad (6)$$

Среднее значение силы удара F можно получить, разделив импульс S на продолжительность удара τ .

Следовательно:

$$F = \frac{I \cdot I' \cdot \omega_0}{(I + I')r\tau}. \quad (7)$$

Радиус r действия силы относительно расчетной оси задается в зависимости от того, какой элемент конструкции подвергается расчету. Это может быть радиус шестерни, если ведется расчет зубцов на прочность, радиус оси, если рассчитывается шпонка или шпилька и т. д.

Суммарный момент инерции I деталей механизма, приведенный к какой-либо оси, может быть получен путем арифметического сложения $I_{\text{кассеты}}$ и $I_{\text{деталей}}$.

ния моментов инерции I_x отдельных деталей относительно собственных осей вращения, деленных на квадрат передаточного отношения i_x^2 между соответствующими осями и расчетной осью, принимая расчетную ось за ведущую.

Рассмотрим III этап. Задача сводится к определению времени разгона, относительно расчетной оси, после удара до скорости ω_1 , соответствующей заданной скорости фотоленты.

Напишем уравнение вращения тела вокруг неподвижной оси

$$I_0 \frac{d\omega}{dt} = \Sigma M, \quad (8)$$

где: I_0 — суммарный момент инерции всех вращающихся деталей, приведенный к расчетной оси,

ΣM — сумма моментов внешних сил, выраженная равенством:

$$\Sigma M = M_x - M_n, \quad (9)$$

где: M_x — момент, развиваемый двигателем, приведенный к расчетной оси,

M_n — постоянный нагрузочный момент, потребляемый при перемотке фотоленты, приведенный к расчетной оси.

В переносных осциллографах применяются в качестве двигателей преимущественно шунтовые низковольтные электромоторы или пружинные двигатели с регуляторами скоростей.

Следовательно, их номинальную скорость вращения можно считать постоянной.

Вследствие удара номинальная скорость вращения двигателя мгновенно падает и затем постепенно достигает своей величины. Поскольку во время разгона в механизме с пружинным двигателем регулятор не действует и не снимает избыточного момента, то расчет следует вести, полагая M_x равным *максимальному моменту*, развиваемому двигателем.

Так как время разгона относительно невелико, то момент, развиваемый двигателем, можно принять неизменным, следовательно,

$$\Sigma M = \text{const.}$$

Величина суммарного момента инерции I_0 также является постоянной, тогда, интегрируя уравнение (8), получим:

$$\int_{\omega_1}^{\omega_2} I_0 d\omega = \int_{t_1}^{t_2} \Sigma M dt,$$

отсюда

$$I_0(\omega_2 - \omega_1) = \Sigma M(t_2 - t_1),$$

здесь $t_2 - t_1 = t$ — время разгона.

Следовательно:

$$I = \frac{I_0 (\omega_1 - \omega_2)}{\Sigma M} \quad (10)$$

или в нашем случае, подставив значение ω_2 из (3) и зная что $I_0 = I + I'$, получим:

$$I = \frac{\omega_1 I'}{\Sigma M} \quad (11)$$

Отсюда нетрудно, имея заданным время разгона t и зная ω_1 и I' , определить величину момента, который должен развить двигатель.

2. Использование мощности пружинного двигателя

Среди осциллографов, разработанных в Геофизическом институте, имеется ряд приборов с пружинным двигателем [5]. Они удобны для использования в труднодоступных районах, где питание прибора от источника электрической энергии встречает серьезные трудности.

Для переносного осциллографа, размеры и вес которого должны быть возможно меньшими, существенное значение имеет эффективное использование мощности пружинного двигателя.

На рис. 1 показан график зависимости момента спиральной ленточной пружины от числа ее оборотов (витков). Наклонная прямая отвечает теоретической зависимости, вычисленной на основе закона Гука. В действительности при закручивании пружины ее момент возрастает примерно по верхней кривой, а при раскручивании уменьшается по нижней. Заштрихованная на графике площадь, ограниченная обими кривыми, характеризует работу, потерянную в результате гистерезиса в материале пружины [7; 8; 9].

Полезная работа, выполняемая пружиной, определяется произведением используемого момента на соответствующее число оборотов вращающегося барабана:

$$A_n = M n. \quad (12)$$

На графике рис. 1 полезная работа, выполняемая пружиной представлена в виде площади прямоугольника.

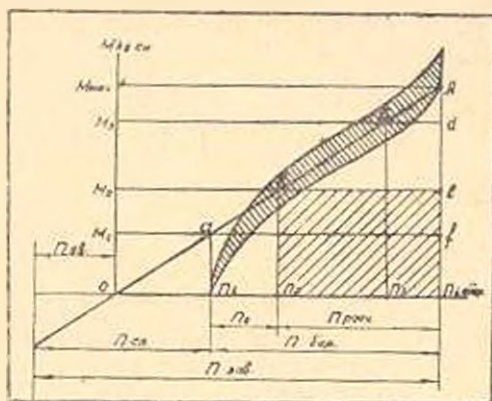


Рис. 1. График зависимости момента пружины от ее числа витков (оборотов).

OA — теоретическая прямая, $n_{св}$ — свободное число витков пружины, $n_{сп}$ — число витков пружины, вставленной в барабан, $n_{зав}$ — число витков заведенной пружины, $n_{бэр}$ — полное число оборотов барабана, $n_{нач}$ — расчетное число оборотов барабана, n_0 — начальное число оборотов барабана.

Одна и та же пружина может выполнять различную полезную работу. Об этом свидетельствуют, например, прямоугольники $n_1 a f n_1$, $n_2 b e n_2$; и $n_2 c d n_2$, площади которых неравны.

Задача сводится к тому, чтобы найти на теоретической прямой такую точку, для которой произведение момента на соответствующее число оборотов было бы максимальной величиной.

Обозначим отрезок по абсциссе $on_1 = a$

$$on_2 = x$$

$$\text{тогда отрезок } n_2 n_1 = a - x.$$

Обозначим отрезок по ординате $n_2 b = y = kx$,
отсюда площадь прямоугольника

$$S = n_2 b \cdot n_1 \cdot n_1 = kx(a - x) = akx - kx^2.$$

Чтобы определить, при каком условии площадь прямоугольника S будет максимальной, возьмем производную по x и приравняем ее нулю.

$$\frac{dS}{dx} = ak - 2kx = 0,$$

откуда

$$a = 2x \text{ или } x = \frac{a}{2}.$$

Следовательно, полезная работа, выполняемая пружиной, будет максимальной, когда число оборотов заводного барабана

$$n_{\text{расч.}} = \frac{n_{\text{зам}} - n_{\text{св}}}{2}. \quad (13)$$

Соответствующий рабочий момент пружины

$$M_2 = \frac{M_{\text{зам}}}{2}. \quad (14)$$

На графике рис. 1 максимальная полезная работа, которую может выполнить пружина, представлена заштрихованным прямоугольником $n_2 b e n_2$. Ее величина определяется равенством:

$$An_{\text{мах}} = M_2 \cdot n_{\text{расч.}} = \frac{M_{\text{зам}}(n_{\text{зам}} - n_{\text{св}})}{4}. \quad (15)$$

Отсюда, если принять $n_{\text{св}} = 0,3n_{\text{зам}}$, получим:

$$M_{\text{мах}} = \frac{4An_{\text{мах}}}{0,7n_{\text{зам}}}. \quad (16)$$

Для пружинных двигателей осциллографов, в которых используется патефонная пружина, при $n_{\text{св}} = 8-10$ витков, можно принять $n_{\text{зам}} = 28 \div 32$.

3. Равномерность движения ленты. Регуляторы скорости

Равномерность движения фотоленты в осциллографах, предназначенных для геофизических исследований, имеет существенное значение. Так, например, при обработке записей землетрясений неточное определение времени вступления сейсмических волн может вызвать значительную ошибку в определении места расположения очага землетрясения.

Для изучения развития регистрируемых процессов во времени, а также для контроля скорости и равномерности движения фотоленты, на последнюю наносятся через определенные интервалы времени специальные отметки. Однако в промежутках между отметками равномерность движения фотоленты является фактически бесконтрольной, если на фотозаписи не видно явно выраженных недочетов — остановок, проскоков и т. п. В этом смысле фотозапись имеет преимущество перед механической записью пером, не позволяющей судить даже о грубом нарушении равномерности движения регистрационной ленты. Для более точного контроля за развитием явлений и процессов во времени желательно наносить более частые отметки времени с расстоянием между ними от 1 до 5 мм.

Если в осциллографе используется электродвигатель, то равномерность движения фотоленты будет зависеть от равномерности его вращения и качества изготовления механизма. Промышленностью выпускаются асинхронные двигатели с регуляторами скорости, гарантирующими постоянство числа оборотов с отклонением от номинала не более чем на $1-2\%$. При использовании синхронных двигателей, питаемых от сети переменного тока, равномерность их вращения обуславливается частотой тока в сети, которая может отклоняться от номинала на $1-2\%$. Применение для питания синхронного мотора специального генератора, обладающего стабильной частотой, но вместе с тем относительно громоздкого, не может быть рекомендовано для переносного осциллографа.

Если в осциллографе используется пружинный двигатель, то равномерность движения фотоленты может быть обеспечена путем установки соответствующего регулятора скорости.

По мере раскручивания заводной пружины ее действующий момент M_d уменьшается от $M_{d\max}$ до $M_{d\min}$, что представлено на графике рис. 2 в виде наклонной прямой. Нагрузочный момент M_n , выражающий полезную работу по перемотке фотоленты, а также работу сил трения, можно практически считать постоянным.

На рис. 2 он представлен в виде прямой линии, параллельной оси абсцисс.

Как видно из графика, на всем рабочем диапазоне, определяемом общим числом оборотов n или углом закручивания пружины φ , существует переменный избыточный момент, который для обеспечения равномерного вращения механизма должен быть поглощен регу-

лятором [1; 2; 7; 8; 9; 12; 13]. Следовательно момент, снимаемый регулятором:

$$M_p = M_c - M_n. \quad (17)$$

Осциллографы с пружинным двигателем проектируются чаще всего для регистрации длительных процессов. Момент, развиваемый двигателем, обычно достаточно велик. При этом желательно иметь по возможности широкий диапазон скоростей фотоленты и высокую равномерность ее движения.

В регистрирующих приборах, устанавливаемых на сейсмических станциях [6], используется центробежно-маятниковый регулятор. Этот регулятор работает при $n_p = 80 \div 100$ об/мин и месяцами не требует проверки и ремонта. Принято считать, что он обеспечивает высокую равномерность хода фотоленты. Такое впечатление создается при просмотре сейсмограмм, на которых отметки времени располагаются почти строго по прямой. Однако промер на копираторе нескольких лучших лент показал, что и этот регулятор нельзя считать идеальным.

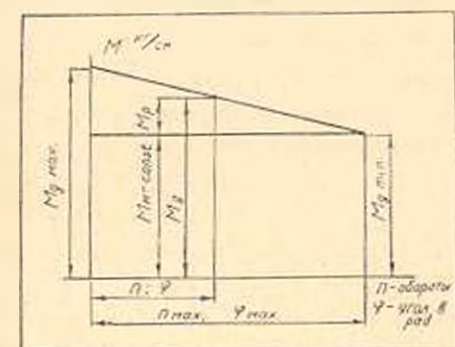


Рис. 2. График моментов, действующих в механизме осциллографа, приведенных к оси регулятора.

M_{gmax} — максимальный и минимальный моменты, развиваемые пружинным двигателем.

M_g — текущий действующий момент.

M_n — натяжной момент, расходуемый на перемотку фотоленты и преодоление трения в механизме.

M_p — избыточный момент, поглощаемый регулятором.

На рис. 3 показан общий вид регулятора радиального действия, разработанного автором и использованного в нескольких образцах осциллографов [5].

На главной оси 3 свободно сидит зубчатое колесо 4, в котором закреплен нижний конец винтовой пружины. Верхний конец пружины соединен со втулкой 7, закрепленной на оси винтом и предназначенной для предварительного закручивания пружины. В регуляторе имеются четыре грузика 6, выполненных в виде массивных кольцевых секторов с легкими изогнутыми рычагами, оси которых с трибками 5 установлены между двумя фланцами, посаженными на ось регулятора. Трибки всех четырех грузиков находятся в зацеплении с зубчатым колесом 4, что позволяет с помощью одной противодействующей пружины настраивать регулятор на заданное расчетное число оборотов. Центры тяжести грузиков расположены относительно далеко от оси вращения, обеспечивая значительный тормозной момент регулятора при небольшом расчетном числе оборотов.

Регуляторы этого типа изготавливаются в нормальном и облегчен-

ном исполнении. Обычно их расчетное число оборотов принимается равным $n_p = 400 \div 600$ об/мин.

Расчет центробежных регуляторов рассмотрен в литературе [1; 2, 7; 8; 9; 12; 13]. [Путем некоторого его упрощения, применительно к общему расчету механической части осциллографа и рассматриваемой конструкции, автору удалось получить удобные для расчета формулы.

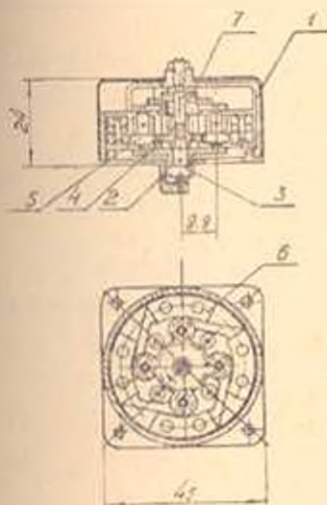


Рис. 3. Центробежный регулятор радиального действия $n_{расч.} = 100 \div 600$ об/мин.

1 — корпус, 2 — основание, 3 — главная ось с шестерней, 4 — центральное зубчатое колесо с винтовой пружиной, 5 — ось грузика с шестерней, 6 — грузик, 7 — поворотная втулка, регулирующая закручивание пружинки.

На рис. 4 дана расчетная схема регулятора, показанного на рис. 3.

Для упрощения пренебрегаем весом тонких и легких дюралевых рычажков, на которых прикреплены массивные латунные грузики 6. На схеме обозначены:

- Q — сила пружины,
- P — окружное усилие,
- C — центробежная сила,
- N — сила нормального давления (реакция обода),
- F — сила трения,
- β — центральный угол, определяющий размер грузика,
- r_n — средний радиус пружины,
- r_1 — радиус центрального зубчатого колеса,
- r_2 — радиус шестерни грузика,
- R_c — расстояние от центра тяжести грузика до оси вращения,
- R — радиус тормозного обода и наружный радиус грузика,

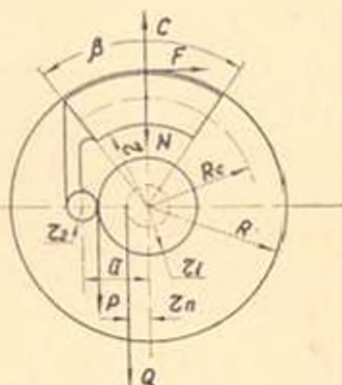


Рис. 4. Расчетная схема центробежного регулятора радиального действия.

Q — сила пружины, P — окружное усилие, создаваемое пружиной, C — центробежная сила, N — сила нормального давления, F — сила трения, R — радиус обода и наружный радиус грузика, r — внутренний радиус грузика, r_n — радиус пружины, r_1 — r_2 — радиусы зубчатых колес, R_c — расстояние до центра тяжести грузика, β — центральный угол, определяющий размер грузика.

r — внутренний радиус грузика.

Грузик будет находиться в равновесии, если сумма моментов сил относительно его оси вращения будет равна нулю.

Следовательно:

$$Rr_2 + Na + FR - Ca = 0, \quad (18)$$

где $a = r_1 + r_2$.

$F = \mu N$, где μ — коэффиц. трения.

Тогда сила трения

$$F = \frac{Ca - Rr_2}{\frac{a}{\mu} + R}, \quad (19)$$

а тормозной момент регулятора при наличии четырех грузиков:

$$M_p = 4FR \quad (20)$$

$$M_p = \frac{4CaR}{\frac{a}{\mu} + R} - \frac{4Rr_2R}{\frac{a}{\mu} + R}, \quad (21)$$

Центробежная сила

$$C = \frac{G}{g} R_c \omega^2 = \frac{GR_c n^2}{30^2 g} n^2, \quad (22)$$

здесь G — вес грузика,

g — ускорение силы тяжести,

ω — угловая скорость,

n — число оборотов регулятора в минуту.

Подставив значение C в (21) получим:

$$M_p = \frac{4GR_c a R}{g \left(\frac{a}{\mu} + R \right)} \omega^2 - \frac{4r_2 R}{\frac{a}{\mu} + R} p \quad (23)$$

или:

$$M_p = \frac{GR_c a R}{22,5g \left(\frac{a}{\mu} + R \right)} n^2 - \frac{4r_2 R}{\frac{a}{\mu} + R} p. \quad (23a)$$

Обозначим

$$\left. \begin{aligned} \frac{4GR_c a R}{g \left(\frac{a}{\mu} + R \right)} &= k_1 \\ \frac{GR_c a R}{22,5 \left(\frac{a}{\mu} + R \right)} &= k'_1 \\ \frac{4r_2 R}{\frac{a}{\mu} + R} &= k_2 \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Отсюда вес груза

$$G = \frac{k_1 g \left(\frac{a}{p} + R \right)}{4 R_c a R} = \frac{22,5 k_1 g \left(\frac{a}{p} + R \right)}{R_c a R} \quad (25)$$

в уравнение тормозного момента регулятора в общем виде:

$$M_p = k_1 \omega_0^2 - k_2 P = k_1' n_0^2 - k_2 P, \quad (26)$$

где ω_0 — начальная, максимальная угловая скорость регулятора и n_0 — начальное или максимальное число оборотов регулятора в единицу времени.

Полагая $M_p = 0$, найдем критическое (расчетное) число оборотов и критическую (расчетную) угловую скорость, при которых начинается торможение.

В этом случае:

$$k_1 \omega_{cr}^2 = k_2 P, \quad k_1 n_{cr}^2 = k_2 P,$$

откуда:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k_2}{k_1} P}, \quad (27)$$

$$n_{cr} = \sqrt{\frac{k_2}{k_1'} P}. \quad (27a)$$

Следовательно сила P , создаваемая пружиной:

$$P = \frac{k_1}{k_2} \omega_{cr}^2 = \frac{k_1'}{k_2} n_{cr}^2. \quad (28)$$

Силу P можно изменять, регулируя предварительно закручивание пружины. Это позволяет устанавливать необходимое критическое число оборотов регулятора или критическую угловую скорость.

Коэффициент k_2 может быть вычислен, поскольку конструктивные параметры регулятора известны. Величину k_1 или k_1' необходимо определить, чтобы затем найти вес груза G и требуемую силу P , создаваемую пружиной регулятора.

В работе механизма с центробежным регулятором можно различать два основных периода: *период разгона* — когда механизм набирает скорость и число оборотов регулятора постепенно приближается к критическому; и *период установившегося движения* — когда регулятор вступил в действие и вращается со скоростью, несколько большей критической, обеспечивающей с определенной точностью заданную скорость вращения рабочего валика.

Наибольший интерес представляет последний период. Уравнение движения регулятора может быть записано в следующем виде:

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_k - M_n - M_p. \quad (29)$$

где I — момент инерции всех движущихся частей механизма, приведенный к оси регулятора,

M_k — действующий момент пружины, приведенный к оси регулятора,

M_n — нагрузочный момент полезных сил и сил трения, приведенный к оси регулятора,

M_p — тормозной момент, развиваемый регулятором,

φ — угол поворота регулятора.

Общий момент инерции, приведенный к оси регулятора, определяется как сумма моментов инерции масс, вращающихся вокруг каждой оси механизма, помноженных на квадраты соответствующих передаточных чисел:

$$I = I_p + I_1 \left(\frac{n_1}{n_p} \right)^2 + I_2 \left(\frac{n_2}{n_p} \right)^2 + \dots + I_n \left(\frac{n_n}{n_p} \right)^2,$$

здесь I_p и n_p момент инерции и расчетное число оборотов регулятора.

Момент инерции регулятора складывается из момента инерции грузиков и момента инерции других деталей. Поскольку грузики расположены симметрично, то их общий момент инерции можно считать равным моменту инерции цилиндрического кольца, имеющего вырезы:

$$I_{rp} = \frac{V_k \gamma}{g} \cdot i^2,$$

объем полного кольца $V_k = \pi(R^2 - r^2)h$,

объем грузиков $V_{rp} = \frac{48}{2\pi} V_k = 24(R^2 - r^2)h$,

квадрат радиуса инерции $i^2 = \frac{1}{2}(R^2 + r^2)$.

тогда $I_{rp} = \frac{\gamma \pi h}{g} (R^4 - r^4), \quad (30)$

где γ — объемный вес.

Подставив в уравнение (29) значение M_p из (26), получим:

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_k - M_n - k_1 \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + k_2 \varphi^2. \quad (31)$$

По графику рис. 2 можно определить значение переменного момента M_k , соответствующего углу поворота φ :

$$M_k = M_{k_{\max}} - \frac{M_{k_{\max}} - M_{k_{\min}}}{\varphi_{\max}} \varphi, \quad (32)$$

Обозначив:

$$\frac{M_{K\max} - M_{K\min}}{\varphi_{\max}} = S_K, \quad (33)$$

получим:

$$M_K = M_{K\max} - S_K \varphi. \quad (34)$$

Здесь: S_K — упругая постоянная пружины, характеризующая величину момента, развиваемого пружиной при закручивании ее на один радиан.

Теперь уравнение (31) можно записать в следующем виде:

$$I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + k_1 \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + S_K \varphi = M_{K\max} - M_n + k_2 P. \quad (35)$$

примем [2]

$$\left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = y,$$

тогда

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{1}{2} y^{-\frac{1}{2}} \frac{dy}{dt},$$

но

$$y^{-\frac{1}{2}} = \frac{dt}{d\varphi}.$$

Отсюда

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{1}{2} \frac{dy}{d\varphi}.$$

Следовательно:

$$\frac{1}{2} I \frac{dy}{d\varphi} + k_1 y = M_{K\max} - M_n + k_2 P - S_K \varphi.$$

Обозначив через

$$\frac{2k_1}{I} = a_1; \quad \frac{2S_K}{I} = a_2; \quad \frac{2(M_{K\max} - M_n + k_2 P)}{I} = a_3,$$

получим

$$\frac{dy}{d\varphi} + a_1 y = a_3 - a_2 \varphi.$$

Решение этого уравнения [2] имеет вид:

$$y = C_1 e^{-a_1 \varphi} + \frac{1}{a_1} \left(a_2 + \frac{a_3}{a_1} - a_2 \varphi \right).$$

где C_1 — произвольная постоянная.

При начальных условиях, когда $\varphi_0 = 0$ и $y_0 = \omega_0^2$, получим:

$$C_1 = \omega_0^2 - \frac{1}{a_1} \left(a_2 + \frac{a_3}{a_1} \right).$$

здесь ω_0 — начальная (максимальная) угловая скорость регулятора. Обозначив:

$$\frac{1}{a_1} \left(a_3 + \frac{a_2}{a_1} \right) = b_1; \quad \frac{a_2}{a_1} = b_2$$

и учитывая, что $y = \omega^2$, будем иметь:

$$\omega^2 = b_1 - b_2 \varphi + \left(\omega_0^2 - b_1 \right) e^{-a_1 \varphi}, \quad (36)$$

здесь, в соответствии с принятыми обозначениями

$$b_1 = \frac{M_{\text{грав}} - M_n + k_2 P}{k_1} + \frac{S_z l}{2k_1},$$

$$b_2 = \frac{S_z}{k_1} \quad (37)$$

Практическими подсчетами установлено [2], что последний член уравнения (36)

$$\left(\omega_0^2 - b_1 \right) e^{-a_1 \varphi}$$

при увеличении угла φ весьма быстро убывает, следовательно, им можно пренебречь.

Тогда уравнение (36) примет вид:

$$\omega^2 = b_1 - b_2 \varphi. \quad (38)$$

Пользуясь этим уравнением, можно построить график $\omega = f(\varphi)$, показанный на рис. 5, который принято называть характеристикой регулятора, каждая кривая соответствует определенной величине силы P , создаваемой пружиной.

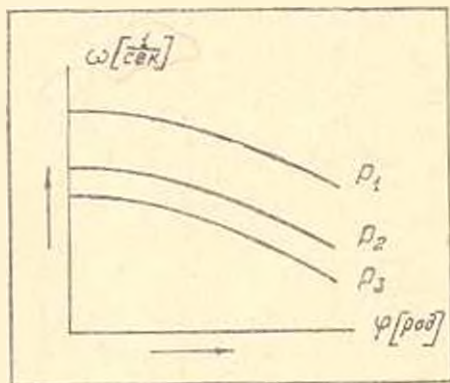


Рис. 5 Характеристики регулятора — кривые зависимости угловой скорости регулятора ω от его угла поворота φ при различных значениях силы P , создаваемой пружиной.

Из уравнения (38) следует, что падение кривых, а следовательно, точность регулирования зависит от величины коэффициента b_2 .

Наиболее эффективно можно достигнуть уменьшения b_2 , увеличивая вес грузиков G , расстояние от центра тяжести грузика до оси вращения R_1 и радиус тормозного обода R .

Значения $M_{\text{грав}}$; M_n ; a должны быть приведены к оси регулятора через соответствующие передаточные числа i .

Имея уравнение (38), можно определить изменение угла поворота регулятора и его угловой скорости во времени:

$$dt = \frac{d\varphi}{(b_1 - b_2\varphi)^2}$$

Отсюда:

$$t = \int_0^{\varphi} \frac{d\varphi}{(b_1 - b_2\varphi)^{\frac{1}{2}}} = \frac{2}{b_2} \left[b_1^{\frac{1}{2}} - (b_1 - b_2\varphi)^{\frac{1}{2}} \right],$$

тогда

$$\varphi = b_1^{\frac{1}{2}} t - \frac{b_2}{4} t^2.$$

Здесь $b_1^{\frac{1}{2}} = \omega_0$ — начальная или максимальная угловая скорость регулятора, тогда:

$$\varphi = \omega_0 t - \frac{b_2}{4} t^2. \quad (39)$$

Отсюда:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \omega_0 - \frac{b_2}{2} t. \quad (40)$$

Ускорение регулятора будет равно:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = -\frac{b_2}{2} \quad (41)$$

или, подставив значение b , получим:

$$\varepsilon = -\frac{M_{\text{сmax}} - M_{\text{сmin}}}{2k_1 \cdot \varphi_{\text{max}}}. \quad (42)$$

Мы видим, что ускорение отрицательное, т. е. вращение регулятора будет постепенно, по мере уменьшения момента пружины, замедляться.

Вернемся к уравнению (38). На основании (39) можно вместо b_1 подставить ω_0^2 , тогда:

$$\omega_0^2 - \omega^2 = b_2 \varphi. \quad (43)$$

Допустим, что $\varphi = \varphi_{\text{max}}$, а $\omega = \omega_{\text{кр}}$ — критическая или расчетная угловая скорость регулятора, т. е. минимальная скорость, ниже которой действие регулятора прекращается, тогда:

$$\omega_0^2 - \omega_{\text{кр}}^2 = b_2 \cdot \varphi_{\text{max}}. \quad (43a)$$

Отсюда $(\omega_0 - \omega_{\text{кр}})(\omega_0 + \omega_{\text{кр}}) = \frac{M_{\text{сmax}} - M_{\text{сmin}}}{k_1}$

Обозначим величину неравномерности вращения $\Delta\omega = \omega_0 - \omega_{\text{кр}}$, тогда

$$\Delta\omega(\Delta\omega + 2\omega_{\text{кр}}) = \frac{M_{\text{сmax}} - M_{\text{сmin}}}{k_1}$$

или

$$\Delta\omega^2 - 2\omega_{кр} \Delta\omega - \frac{M_{gmax} - M_{gmin}}{k_1} = 0.$$

Решая полученное квадратное уравнение, находим:

$$\Delta\omega = -\omega_{кр} \pm \sqrt{\omega_{кр}^2 + \frac{M_{gmax} - M_{gmin}}{k_1}}.$$

В нашем случае $\Delta\omega$ — величина положительная, следовательно

$$\Delta\omega = \sqrt{\omega_{кр}^2 + \frac{M_{gmax} - M_{gmin}}{k_1}} - \omega_{кр}. \quad (44)$$

Это уравнение является основным для расчета регулятора. Моменты M_{gmin} и M_{gmax} развиваемые пружинным двигателем и приведенные к оси регулятора, обычно являются известными. Критической или расчетной угловой скоростью регулятора $\omega_{кр}$ и величиной неравномерности $\Delta\omega$ задаются. Тогда из уравнения (44) определяется величина k_1 , а затем из равенства (25) и (28) вес грузика G и требуемая сила P , развиваемая пружиной.

Величину неравномерности вращения можно выразить также через Δn , тогда следует в уравнение (44) вместо k_1 подставить k'_1 и переписать его в следующем виде:

$$\Delta n = \sqrt{n_{кр}^2 + \frac{M_{gmax} - M_{gmin}}{k'_1}} - n_{кр}. \quad (44a)$$

Формулы (44) и (44a) относятся к центробежному регулятору любой конструкции, если график действующих моментов соответствует рис. 2. При этом, постоянные регулятора k_1 и k_2 могут иметь другие значения и должны быть рассчитаны заново.

Институт физики земли

АН СССР.

Ե. Ս. ԲՈՐԻՍԵՎԻՉ

ՕՍՏԱՎՈՐԱՆԻ ՄԵԽԱՆԻԿԱԿԱՆ ՄԱՍԻ ՀԱՇՎԱԽՄԱՆ ՄԻ ՓԱՆԻ ՀԱՐՅԵՐ

Ա. Մ. Փ Ո Ւ Ն Ո Ւ Մ

Հոդվածում դիտվում է հարվածի Երևույթը՝ ժողովենային կառուցան մեծ արագությանը միացման դեպքում:

Դիտվում է դասականային շարժիչի էֆեկտիվ օգտագործման հարցը: Բերվում է նոր տիպի արագության կարգավորիչի հաշվումը, որը ի վիճակի է դրանցիկ զսպանակային շարժիչի կողմից առաջացված բաժանվանին ավելցուկ պատույթ մոմենտ:

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксельрод З. М. Методика расчета центробежных регуляторов скорости, Сб. ЛитМО, Машиниз, 1948.
2. Аксельрод З. М. Регуляторы скорости в приборостроении. Машиниз, 1949.

3. Борисевич Е. С. Портативный пленочный четырехшлейфовый осциллограф ПО-4. Труды Геофизического института. 1949, № 5 (132).
4. Борисевич Е. С. Новый переносный 14-шлейфовый магнито-электрический осциллограф ПОБ-14. М., 1952, ж. „Заводская лаборатория“, 1952, № 7.
5. Борисевич Е. С. Упрощенный осциллограф УО-9. Труды Геофизического института, 1955, № 29.
6. Борисевич Е. С. Регистрирующие приборы для сейсмических станций, Труды Геофизического института, № 14, 1952.
7. Гавондян Т. А. Пружинные двигатели. Оборонгиз, 1953.
8. Гавондян Т. А. и Киселев Л. Т. Детали механизмов точной механики. Оборонгиз, 1953.
9. Дроздов Ф. В. Детали приборов. Оборонгиз, 1943.
10. Ивашченко Н. Н. Статический расчет регуляторов скорости. Сборн. „Расчет и анализ систем автоматического регулирования машин“, Машгиз, 1954.
11. Лойцянский Л. Г. и Лурье А. И. Курс теоретической механики. Гостехиздат, 1940.
12. Стариков И. С. „Регулирование заводных механизмов с помощью модераторов“. Сборник МВТУ № 10. Расчеты деталей 2-х механизмов точных приборов. Машгиз, 1950.
13. Цукерник Л. М. Теория и расчет центробежного регулятора. Машгиз, 1951.

ГИДРОТЕХНИКА

Г. Г. АРУТЮНЯН

АВАРИЙНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОТУРБИН КАК МЕРА
ПОВЫШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
ГИДРОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

С увеличением дальности линий передач в сооружаемых мощных энергосистемах, объединяемых в единую энергетическую систему, весьма актуальным становится вопрос об использовании средств повышения динамической устойчивости гидроэлектрической системы. Одним из таких средств могло бы явиться быстрое уменьшение с помощью направляющего аппарата подводимой к турбине мощности в период аварийного режима. Этот способ является мало изученным и при его применении могут возникнуть трудности, связанные прежде всего с отрицательным влиянием гидравлического удара. Как показывают расчеты и эксперименты, закрытие направляющего аппарата в момент возникновения аварийного режима приводит к противоположному явлению: в связи с резким повышением напора в момент закрытия наблюдается увеличение мощности, подводимой к гидрогенератору, вместо ожидаемого ее уменьшения.

В статье исследуются возможности аварийного регулирования гидротурбин (с воздействием и без воздействия на систему возбуждения генератора) и определяется необходимый закон движения направляющего аппарата.

Экспериментальная часть работы проводилась на одной из электродинамических моделей энергосистем³, созданных в ИЭМ АН СССР под руководством академика М. П. Костенко [1].

Влияние изменения мощности турбин на динамическую
устойчивость электрической системы

Для оценки эффекта повышения динамической устойчивости электропередачи путем изменения мощности турбины, рассмотрим результаты расчета движения ротора в первом цикле качаний. Расчет производился методом последовательных интервалов [4, 5] примени-

³ В ИЭМ АН СССР под руководством А. А. Воронова и А. А. Первомайского осуществлена простая электрическая модель трубопровода, предназначенная для исследования процессов автоматического регулирования [2, 3]. Физическое моделирование гидравлического удара осуществлено в ВЭНИ АН Армянской ССР под руководством И. В. Егнязарова [8].

тельно к электропередаче Куйбышев — Москва. В качестве аварийного режима рассматривалось трехфазное короткое замыкание длительностью 0,12 сек в начале линии передачи, которое устранялось двухсторонним отключением первого участка той параллельной цепи линии, на которой произошло короткое замыкание. Приемной системой служили линии бесконечной мощности. Расчеты были выполнены как для случая передачи по линии номинальной мощности*, так и для случая передачи мощности, превышающей номинальную ($P = 1,17P_n$). Предполагалось, что аварийное регулирование гидротурбины осуществляется с помощью специальных быстродействующих регулирующих приспособлений, которые приходят в действие лишь при авариях; после

устранения аварии нормальную работу обеспечивает регулятор скорости.

Наиболее удобным критерием для анализа процесса аварийного регулирования является избыток мощности турбины над отдаваемой электрической мощностью генератора.

Рассмотрим характер движения ротора без учета регулирования возбуждения (рис. 1, кривая θ_1) при постоянном моменте турбины. Для этого построим примерную картину изменения избытка мощности после аварии (кривая 1) относительно установившегося доаварийного режима.

Как видно из рис. 1, при трехфазном коротком замыкании на зажимах

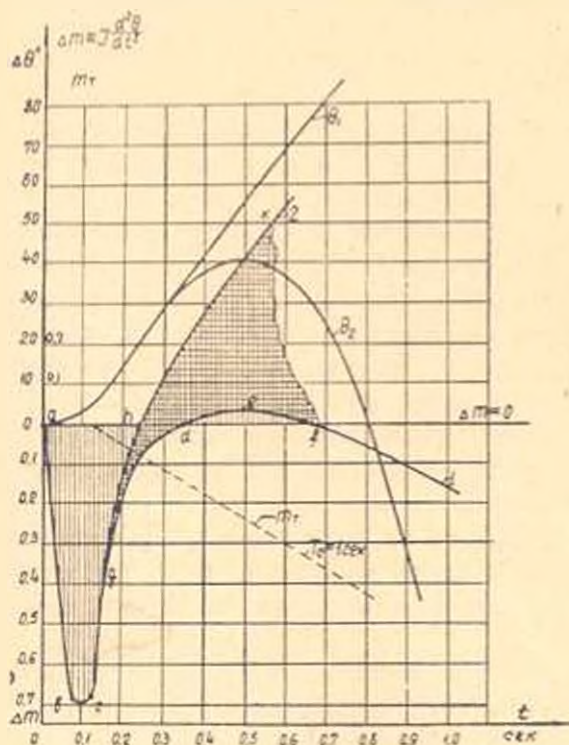


Рис. 1. Кривые избытка мощности и угла θ в аварийном режиме (трехфазное короткое замыкание), построенные без учета гидравлического удара при воздействии на регулирующий орган турбины.

трансформатора (в начале линии передачи) отдаваемая мощность генератора снижается почти до нуля. Так как момент турбины при этом остается неизменным, то под действием избыточного момента ротор генератора ускоряется.

* За базовую мощность принята установленная мощность 12 генераторов равная 1480 тыс. квт. Номинальная мощность, передаваемая по линии электропередачи $P_n = 1155$ тыс. квт, что в относительных единицах составляет $P_n = 0,777$.

После отключения короткого замыкания через 0,12 сек ротор продолжает ускоряться и только в дальнейшем своем движении начинает тормозиться. В момент, когда мощности турбины и генератора равны (точка d на рис. 1), величина энергии, ускоряющей ротор, определяется площадью ($a-b-c-g-d$). Энергия торможения, определяемая площадью $d-e-f$, оказывается меньше запасенной энергии и машина выпадает из синхронизма (кривая θ_1). Следовательно, система динамически неустойчива по отношению к данному виду нарушения режима работы.

Допустим теперь, что через 0,12 сек мы закрываем направляющий аппарат турбины с большой скоростью (постоянная времени сервомотора направляющего аппарата $T_r = 1$ сек), момент турбины при этом, если не учитывать гидравлический удар, меняется по прямолинейному закону (рис. 1, прерывистая линия m_1). Расчетная кривая избытка мощности (кривая $a-b-c-g-h-k$) показывает, что площадь ускорения ($a-b-c-g-h$) уменьшилась на величину площади ($h-g-d$), а площадь торможения ($h-k-f$) за небольшой промежуток времени значительно увеличилась. При этом мы получили устойчивый режим (кривая θ_2). Однако чрезмерное увеличение энергии торможения привело к увеличению отклонения ротора в области отрицательных скольжений. Понятно, что такое регулирование не является оптимальным, так как не способствует успокоению качаний: система может потерять устойчивость при последующих качаниях. Аварийное регулирование турбины должно не только ограничить первый вылет ротора, но и способствовать демпфированию последующих качаний.

Как видно из рис. 1, снижение мощности турбины в аварийном режиме в результате воздействия на ее регулирующий орган даст значительный эффект в смысле повышения устойчивости. Но после того, как отклонение ротора достигает максимального значения, дальнейшее снижение мощности турбины не только нецелесообразно, но и вредно, так как оно ухудшает последующий переходный процесс и при определенных условиях может привести к потере устойчивости в процессе восстановления прежнего момента турбины.

Как известно, одним из эффективных средств повышения динамической устойчивости является регулирование возбуждения синхронных генераторов, с помощью которого можно значительно уменьшить отклонение ротора при первом вылете (форсирование возбуждения) и получить быстрое загущание последующих качаний (регулирование возбуждения по различным параметрам и их производным).

Рассмотрим влияние форсирования возбуждения на характер движения ротора гидрогенератора в первом цикле качаний при отсутствии воздействия на регулирующий орган турбины, т. е. при постоянном значении момента турбины ($M_T = \text{const}$).

На рис. 2 даны в относительных единицах кривые изменения напряжения U_b на зажимах возбuditеля при четырехкратном форсиро-

вании возбуждения ($\Delta U_b = 3$) и постоянной времени возбудителя $T_e = 0.1$ сек. Соответствующие им расчетные кривые изменения угла θ при трехфазном к. з. в начале линии, постоянной времени обмотки возбуждения генератора $T_{d0} = 5.5$ сек и начальной мощности $P_0 = P_n = 0.777$ представлены на рис. 3 (прерывистые линии). Кривая 1 рис. 3 соответствует изменению угла θ при длительном форсировании возбуждения и отсутствии развозбуждения U_b (рис. 2). В других случаях форсирование возбуждения осуществлялось в течение определен-

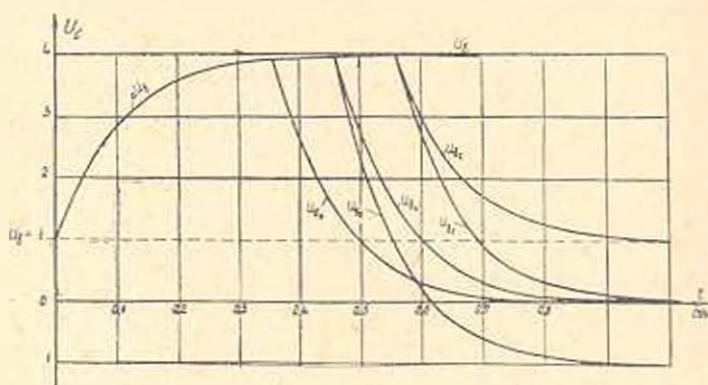


Рис. 2. Кривые изменения напряжения на кольцах ротора $U_b = f(t)$ при различных длительностях форсирования интенсивности развозбуждения.

ного времени ($t_{0.5} = 0.46$ сек для кривых 3 и 4 рис. 3 и 0.56 сек для кривых 2 и 5), затем подавалось развозбуждение различной интенсивности (кривые U_{b1} , U_{b2} , U_{b3} , U_{b4} , U_{b5} рис. 2) для уменьшения отклонений угла θ в области отрицательных скольжений.

Анализ полученных результатов показывает, что форсирование возбуждения и осуществляемое вслед за ним развозбуждение способствуют повышению динамической устойчивости. Однако из расчетов следует, что четырехкратный потолок форсирования возбуждения не может обеспечить максимально возможное повышение предела динамической устойчивости системы. Для дальнейшего повышения предела устойчивости требуются слишком большие потолки форсирования возбуждения, что нецелесообразно по техническим и экономическим соображениям.

Выше указывалось, что динамическая устойчивость может быть повышена посредством уменьшения в аварийном режиме момента, приложенного к турбине. Анализ движения ротора синхронного генератора в аварийных режимах показывает, что весь процесс аварийного регулирования турбины должен произойти весьма быстро, так как время, по истечению которого машина достигает первого максимального отклонения, составляет десятые доли секунды (в рассматриваемом случае 0.7—0.8 сек).

С другой стороны, импульс на открытие или закрытие направляющего аппарата турбины не может быть реализован мгновенно в

Момент аварии, для этого необходимо некоторое время. Минимальное время запаздывания $t_{\text{мн}}$ от подачи команды до начала движения сервомотора направляющего аппарата в расчетах было принято равным 0,12 сек. Следовательно, для уменьшения первого вылета ротора путем воздействия на регулирующий орган турбины остается промежуток времени порядка 0,6—0,7 сек, т. е. к системе управления, дающей импульс на изменение мощности при аварийном режиме, предъявляются весьма жесткие требования.

На рис. 3 представлены кривые a , b , c , d , e изменения угла θ в

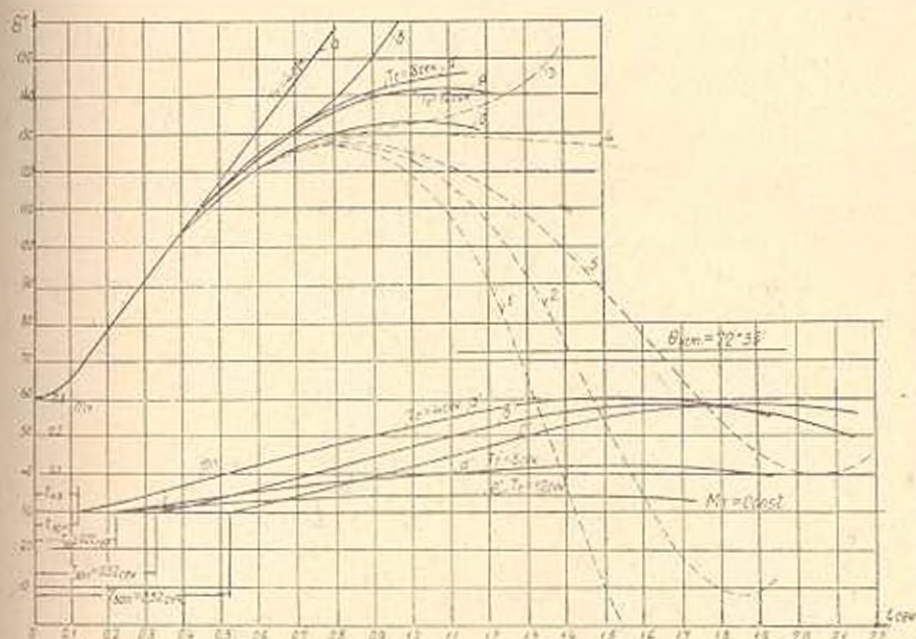


Рис. 3. Изменение угла θ при трехфазном коротком замыкании в начале линии и номинальной мощности.

Кривые 1—5 при форсировании возбуждения и постоянном моменте турбины.
Кривые а — 1 при форсировании возбуждения и воздействии на направляющий аппарат в сторону закрытия.

послеаварийном режиме для различных случаев запаздывания и различной скорости движения направляющего аппарата (время запаздывания $t_{\text{зап}}$ отсчитывается от момента возникновения аварии до начала изменения величины открытия направляющего аппарата)

Как видно из рис. 3 (кривые $\alpha' - e'$), вследствие явления гидравлического удара при закрытии направляющего аппарата момент турбины сначала несколько возрастает ($m_T > 0$) и лишь спустя некоторое время (порядка 1—1,5 сек) начинает уменьшаться*.

Кривые a, b, c показывают изменение угла θ при закрытии направляющего аппарата с одновременным воздействием на систему возбужде-

* Кривые момента турбины рассчитывались методом, изложенным в приложении 3. 1.

ния. Постоянная времени сервомотора направляющего аппарата $T_c = 4$ сек.

Кривые d , e характеризуют изменение угла θ при запаздывании $t_{\text{зап}} = 0,22$ сек и постоянных времени сервомотора соответственно $T_c = 8$ сек и $T_c = 12$ сек.

Сравнение кривых изменения угла θ при постоянном моменте турбины (рис. 3, прерывистые линии) с кривыми изменения угла при закрытии направляющего аппарата показывает, что гидравлический удар оказывает заметное влияние на переходный процесс. Влияние гидравлического удара сказывается даже при сравнительно малых скоростях ($T_c = 12$ сек) и больших запаздываниях ($t_{\text{зап}} = 0,52$ сек) закрытия направляющего аппарата (кривые $e - e^*$ и $c - c^*$). Очевидно, что вследствие явления гидравлического удара увеличение скорости движения направляющего аппарата в сторону его закрытия не только не улучшает, но наоборот, резко ухудшает качество переходного процесса в системе и даже приводит к потере устойчивости (рис. 3, кривые $a - a^*$ и $b - b^*$).

Отсюда также ясно, что повышение динамической устойчивости и уменьшение отклонения ротора в первом полупериоде качаний с помощью закрытия направляющего аппарата гидротурбины принципиально неосуществимы из-за гидравлического удара.

Определение закона движения направляющего аппарата при аварийном регулировании турбины

Естественно возникает вопрос, нельзя ли снизить мощность турбины в начальной стадии аварийного процесса не закрытием, а открытием направляющего аппарата, ибо в этом случае вследствие гидравлического удара получается понижение давления воды и, следовательно, снижение мощности турбины.

Наличие некоторого запаса (порядка 10—15%) в области больших открытий направляющего аппарата позволяет уменьшить мощность турбины в начальный момент аварии воздействием на направляющий аппарат в сторону его открытия. Однако следует учитывать, что открытие направляющего аппарата приводит к дальнейшему увеличению передаваемой мощности после аварии. Кроме того, как уже говорилось, нецелесообразно дальнейшее снижение мощности турбины после того, как первое отклонение угла θ достигнет максимального значения.

Следовательно, момент турбины необходимо изменять по такому закону, при котором обеспечивается по возможности минимальный вылет ротора в первом полупериоде качаний, эффективное погашение последующих колебаний и, наконец, восстановление исходного значения момента.

Задаваясь законом изменения момента турбины, исходя из этих соображений, определим необходимый закон движения направляюще-

го аппарата. С этой целью напишем линейризованное уравнение момента активной турбины с учетом гидравлического удара (см. приложение п. 2).

$$m_T = \frac{-2T_c P + 1}{T_c P + 1} \Delta \alpha, \quad (1)$$

где

$$P = \frac{d}{\alpha f}.$$

Одно из возможных аналитических выражений момента турбины, удовлетворяющее вышеизложенным требованиям, запишется так:

$$m_T = \Delta m_0 (e^{-\gamma t} - e^{-\beta t}), \quad (2)$$

где Δm_0 , γ , β — постоянные коэффициенты, которые определяются методом подбора, исходя из конкретных условий задачи.

Подставим значение момента из уравнения (2) в уравнение (1)

$$\Delta m_0 (T_c P + 1) (e^{-\gamma t} - e^{-\beta t}) = (-2T_c P + 1) \Delta \alpha. \quad (3)$$

Решая уравнение (3), относительно $\Delta \alpha$, получим для закона движения направляющего аппарата следующее выражение:

$$\Delta \alpha = \frac{2T_c A}{1 - 2T_c \gamma} (e^{-\gamma t} - e^{-\frac{1}{2T_c}}) + \frac{2T_c B}{1 - 2T_c \beta} (e^{-\beta t} - e^{-\frac{1}{2T_c}}). \quad (4)$$

Начальные условия будут следующие:

$$\text{при } t = 0, \quad m_T = 0, \quad \Delta \alpha = 0,$$

$$\text{где } A = \frac{\Delta m_0 (1 - \gamma T_c)}{2T_c}, \quad B = \frac{-\Delta m_0 (1 - \beta T_c)}{2T_c}.$$

На рис. 4 представлена кривая изменения момента турбины m_T , рассчитанная по уравнению (2), и соответствующая кривая движения направляющего аппарата $\Delta \alpha$, рассчитанная по уравнению (4), применительно к конкретной задаче.

Как видно из рис. 4, кривую движения направляющего аппарата ($\Delta \alpha$) технически целесообразнее заменить более простой ломаной линией, состоящей из двух прямых отрезков различного наклона. Это значит, что сервомотор первоначально должен двигаться на открытие с постоянной скоростью, определяемой временем сервомотора T_c , а затем на закрытие со скоростью, определяемой постоянной времени сервомотора T_c (рис. 5).

На рис. 5 приведена расчетная кривая изменения угла при программном регулировании турбины без воздействия на систему возбуждения генератора. Как уже говорилось, при передаче номинальной мощности для рассматриваемого вида аварии система неустойчива, если не воздействовать на систему возбуждения (кривая а, рис. 5).

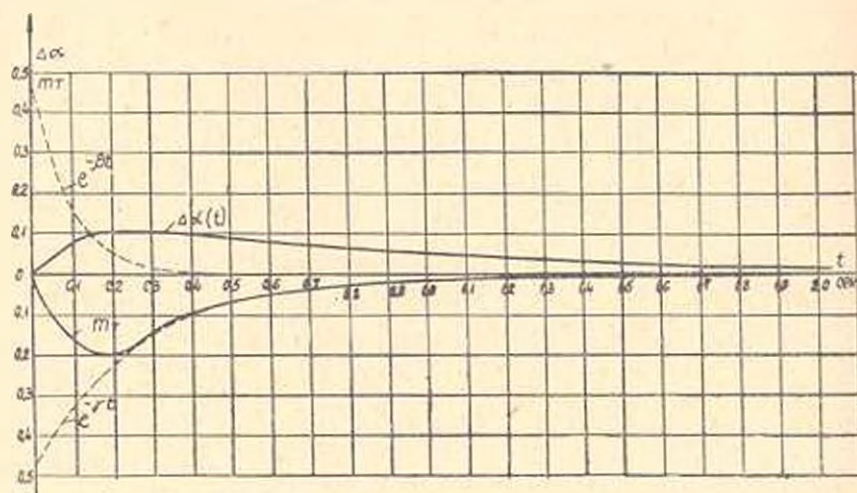


Рис. 4. Закон движения направляющего аппарата и соответствующее изменение момента турбины в аварийном режиме.

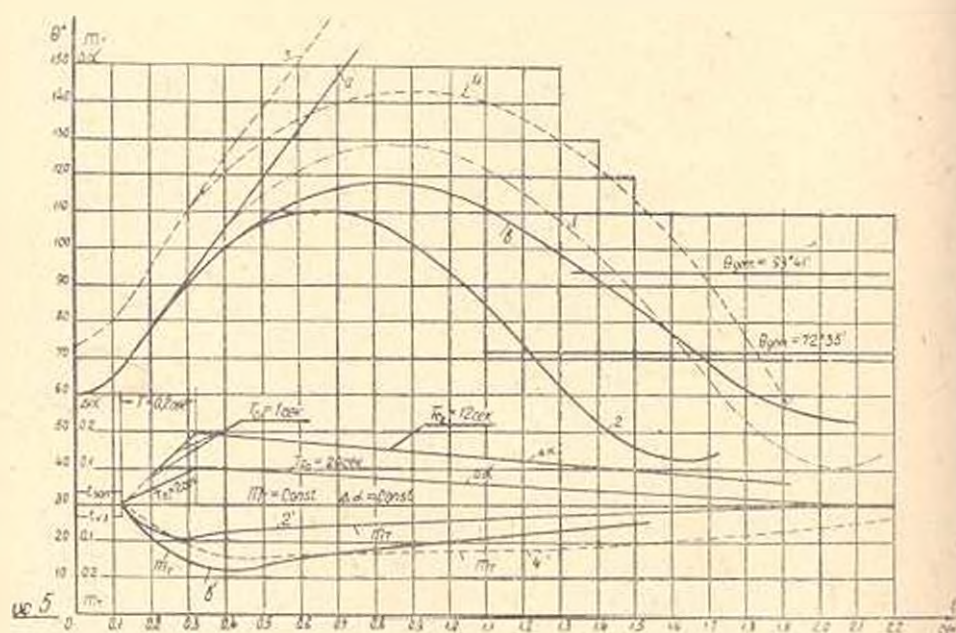


Рис. 5. I. Кривые изменения угла θ без регулирования возбуждения:
 а — без регулирования турбины ($m_T = \text{const}$)
 б — при программном регулировании турбины.
 II. Кривые изменения угла θ при одновременном воздействии на систему возбуждения и на направляющий аппарат турбины.
 1 — без регулирования турбины ($m_T = \text{const}$, $P_0 = P_n$).
 2 — при программном регулировании турбины.
 3 — без регулирования турбины и при воздействии на систему возбуждения; начальная мощность $P_0 = 1,17P_n$.
 4 — одновременное воздействие на систему возбуждения и на направляющий аппарат.

Кривая (b) изменения угла θ получена при изменении открытия направляющего аппарата. Закон изменения открытия ($\Delta\alpha$), а также соответствующая кривая изменения момента (M_T) показаны на том же рисунке*.

Как видно из рис. 5 (кривая b), при надлежащем изменении открытия направляющего аппарата система оказывается динамически устойчивой даже при отсутствии регулирования возбуждения и, кроме того, получается значительное улучшение переходного процесса.

Очевидно, что выбранный закон изменения момента турбины удовлетворяет основным требованиям улучшения переходного процесса, а именно: уменьшает вылет ротора в первом полупикле качаний, способствует гашению последующих колебаний ротора и восстанавливает исходное значение момента. Возвратимся вновь к уже рассматривавшемуся ранее случаю, когда в аварийном режиме при $P_0 = P_n$, воздействие на направляющий аппарат производится в сочетании с форсированием возбуждения, осуществляемым по кривой $U_{\text{вн}}$, рис. 2. Мы видели, что при отсутствии воздействия на направляющий аппарат система была динамически устойчива, при этом максимальное отклонение угла θ достигло $\approx 130^\circ$ (кривая 5, рис. 3). В этом же случае, но при закрытии направляющего аппарата, устойчивость нарушалась вследствие явления гидравлического удара (кривая a, рис. 3).

Рассмотрим теперь случай, когда наряду с регулированием возбуждения осуществляется программное регулирование турбины по установленному выше закону. На рис. 5 показан закон изменения открытия направляющего аппарата $\Delta\alpha$ при постоянных времени сервомотора $T_d = 2 \text{ сек}$ и $T_c = 20 \text{ сек}$ и при запаздывании $t_{\text{зпн}} = 0,12 \text{ сек}$, а также соответствующая кривая 2 измерения угла θ . На этом же рисунке дана кривая 1 изменения угла θ при отсутствии воздействия на направляющий аппарат, соответствующая кривой 5, рис. 3. Сравнение кривых 1 и 2, рис. 5, показывает, насколько эффективно действует программное регулирование турбины на переходный процесс при наличии одновременного воздействия на систему возбуждения. Максимальное отклонение угла θ при постоянном моменте турбины (кривая 1) уменьшилось при программном регулировании турбины (кривая 2) со 130° до 110° .

В заключение рассмотрим случай, когда трехфазное короткое замыкание в начале линии передачи происходит при мощности, значительно превышающей номинальную ($P = 1,17 P_n$). В этом случае при четырехкратном форсировании возбуждения, но при отсутствии программного регулирования турбины, система динамически неустойчива (кривая 3, рис. 5). При осуществлении программного регулирования направляющего аппарата по закону, показанному на рис. 5 прерывистой линией ($T_d = 1 \text{ сек}$, $T_c = 20 \text{ сек}$, $t_{\text{зпн}} = 0,12 \text{ сек}$), система становится динамически устойчивой (кривая 4, рис. 5). Следовательно,

* Расчет кривой момента турбины выполнен по методике, изложенной в приложении п. 1.

программное регулирование турбины позволяет значительно повысить динамическую устойчивость.

Аналогичные выводы могут быть сделаны на основании материалов опытных исследований на электродинамической модели. Анализ осциллограмм показал, что при передаче номинальной мощности и без аварийного регулирования возбуждения и воздействия на регулирующий орган турбины система динамически неустойчива. При тех же условиях, но при программном регулировании направляющего аппарата, система становится динамически устойчивой. При одновременном воздействии на систему возбуждения и на направляющий аппарат и том же аварийном режиме, устойчивая работа системы сохраняется в случае передачи мощности, превышающей номинальную, причем переход на новый режим работы сопровождается очень слабыми колебаниями угла.

Качественное совпадение расчетных и экспериментальных данных показывает правильность установленного закона движения направляющего аппарата при аварийных режимах электропередачи.

В ы в о д ы

На основании теоретического анализа и экспериментальных данных можно сделать следующие выводы:

1. Гидравлический удар вследствие изменения открытия направляющего аппарата оказывает заметное влияние на характер движения ротора в послеаварийном режиме.

2. Вследствие явления гидравлического удара, повышение скорости движения направляющего аппарата в сторону его закрытия не улучшает, а наоборот, резко ухудшает качество переходного процесса в системе и может даже привести к потере устойчивости. Поэтому повышение динамической устойчивости электропередачи при аварийных режимах воздействием на направляющий аппарат в сторону его закрытия оказывается принципиально невозможным.

3. Наличие некоторого запаса в области больших открытий направляющего аппарата позволяет при программном регулировании направляющего аппарата повышать динамическую устойчивость системы и улучшать качество переходного процесса.

4. Программное регулирование направляющего аппарата гидротурбины наиболее эффективно в сочетании с надлежащим регулированием возбуждения синхронных генераторов. Такое регулирование уменьшает отклонение ротора при первом вылете и способствует эффективному гашению колебаний в последующих циклах, благодаря чему оказывается возможным дальнейшее увеличение предела динамической устойчивости электропередач.

5. Программное регулирование турбины в аварийных режимах дает возможность уменьшить необходимые кратности форсирования поз-

буждения и тем самым упростить и удешевить системы возбуждения синхронных генераторов, работающих на дальние линии.

Д о п о л н е н и е

1. Методика расчета изменения движущего момента поворотно-лопастной турбины при аварийном режиме (расчет производится в относительных единицах).

При расчете вводятся следующие упрощения:

1) Изменение поворота лопастей рабочего колеса, вызванное перемещением сервомотора направляющего аппарата, определяется из характеристики комбинаторной зависимости и сервомотора рабочего колеса [6].

$$\Delta\psi = \frac{k}{T_s p + 1} \quad (a)$$

где $\Delta\psi$ — относительное изменение поворота лопастей рабочего колеса,

$\Delta\alpha$ — относительное изменение открытия направляющего аппарата,

k — коэффициент наклона комбинаторной зависимости (при $H = \text{const}$) и

T_s — постоянная времени сервомотора рабочего колеса.

2) Расходная характеристика турбины используется в виде:

$$1 + q = q_1 \sqrt{1 + \xi} \quad (b)$$

где $q = \frac{Q - Q_0}{Q_0}$ — расход воды через турбину.

$$\xi = \frac{H - H_0}{H_0} \text{ — напор.}$$

H_0 и Q_0 — значение напора и расхода в установившемся режиме.

q_1 — приведенный расход [7].

3) Рассматривается схема эквивалентного простого трубопровода, присоединенного одним концом к напорному бассейну бесконечной емкости, а другим к турбине [9].

Уравнение трубопровода используется в форме Алливи [10, 11]

$$z_{i-1} + z_i = r(q_{i-1} - q_i) \quad (c)$$

где r — ударная характеристика трубопровода и

z — фаза гидравлического удара.

4) Расчет относительного изменения момента производится в соответствии с формулой:

$$1 + m_T = (1 + q)(1 + \xi) \quad (d)$$

т. е. пренебрегая изменением скорости вращения турбины (в заданном диапазоне регулирования) и изменением к. п. д.

Порядок расчета момента турбины следующий. Допустим, что закон движения направляющего аппарата в общем случае определяет

ся графиком, показанным на рис. 5. (кривая Δa). Тогда, для $\Delta \phi(t)$ из уравнения (а) следует:

$$\Delta \phi(t) = \frac{k}{T_{\Sigma}} \left[t - \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{\Sigma}}} \right) T_{\Sigma} \right] - k \left(\frac{1}{T_{c_1}} + \frac{1}{T_{c_2}} \right) \left[(t - T) - \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{\Sigma}}} \right) T_{\Sigma} \right]; \quad (e)$$

По этой формуле и производится непосредственно расчет.

По характеристикам (рис. 6, прерывистые линии) по заданному $\alpha(t)$

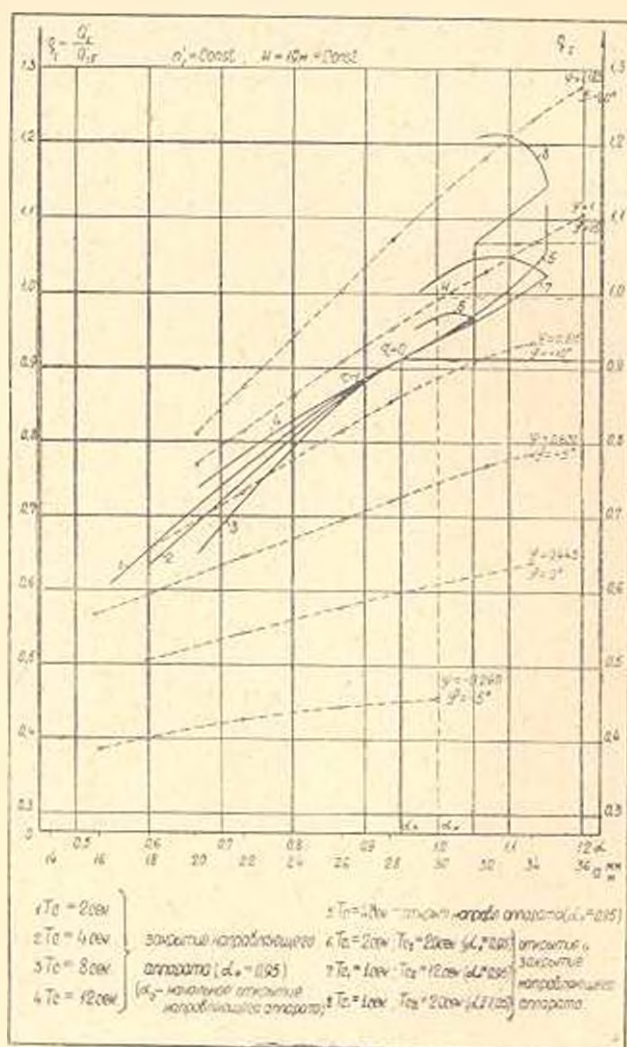


Рис. 6. Кривые изменения приведенного расхода $q_1(t)$. Кривые 1 — 4 — при закрытии направляющего аппарата (начальное значение открытия направляющего аппарата $\alpha_1 = 0.95$). Кривые 5 — 8 — при открытии и закрытии направляющего аппарата ($\alpha_2 = 0.95$; для кривой 8 — $\alpha_2 = 1.05$).

и $\phi(t)$ определяем приведенный расход $q_1(t)$ во времени (характеристики получены путем перерасчета пропеллерных характеристик рабочего колеса турбины при постоянном напоре $H = \text{const}$ и числе оборотов $n = \text{const}$).

Дальнейший расчет ведется пофазно при использовании рекуррентного соотношения

$$\xi_i + 1 = \left(-\frac{q_i}{2} + \sqrt{1 + \frac{q_i^2}{4} + \rho q_{i-1} \sqrt{\xi_{i-1} + 1 - \xi_{i-1}}} \right)^2,$$

которое легко может быть получено из уравнений (в) и (с).

По значению ξ , вычисляем q_i , вновь используя уравнение (в) и далее значение m_i по уравнению (д).

II. Упрощенное уравнение момента турбины.

Для определения закона движения направляющего аппарата использовалось соотношение, связывающее изменение момента турбины и перемещение направляющего аппарата (1). Оно может быть получено при некоторых упрощениях, а именно, пренебрегая влиянием перемещения лопастей рабочего колеса, т. е. используя равенство

$$1 + q = (1 + \Delta x) \sqrt{1 - \xi}.$$

Линеаризуя уравнение (д) находим

$$m_T = q + \xi.$$

Записывая уравнение грубопрохода без учета упругости жидкости и стенок (в форме Стодола) [2] будем иметь

$$\xi = -2T_c \frac{dq}{dt}; \quad \text{где} \quad T_c = \frac{\rho x}{4}.$$

Отсюда непосредственно следует, что

$$m_T = \frac{-2T_c \rho + 1}{T_c \rho + 1} \Delta x.$$

Водно-энергетический институт
АН Армянской ССР

Հ. Գ. ՀԱՐՈՒԹՅՈՒՆՅԱՆ

ՀԻԳՐՈՏՈՒՐԲԻՆՆԵՐԻ ՎԹԱՐԱՅԻՆ ԿԱՆՈՆԱՎՈՐՈՒՄԸ ՈՐՊԵՍ
ՀԻԳՐՈՎԵԿՏՐՈՒՄԻՆ ՄԻՍՏԵՄՆԵՐԻ ԿԵՆՈՄԻՍԿԱՒԱՆ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆ
ԲԱՐՁՐԱՅՄԱՆ ՄԻՋՈՑ

Ա. Մ. Փ. Ո. Փ. Ո. Մ.

Ուղարարար էլեկտրատեղակայումների վթարային սեփականի գինամի-
կական կաշնուեթյունը բարձրագույն է գեներատորի զրգսիչ հասանքի
հանունափոխմանը Այդպիսի կանոնափոխմանը երկար էլեկտրատեղակայում

զծերի ղեկավարում պահանջում է գրգռիչի շատ բարձր սխառնում և զմալարացնում նրա շահագործումը:

Էլեկտրահողորդման դինամիկական կայունությունն ընդհանուր կարելի է օգտագործել և այլ միջոցներ. որոնցից մեկը համարվում է տուրբինի պատող մոմենտի փոքրացումը՝ նրա ուղղիչ ապարատի արագ փակման միջոցով:

Բայց ինչպես հայտնի է, զենեքատորի վթարային բևեռավորման ղեկավարում, տուրբինի ուղղիչ ապարատի բաղվածքը՝ հետևաբար և էլլոր-փոքրանում է, իսկ ճնշումը՝ ավելանում:

Ելքի և ճնշման այդ փոփոխությունները վթարային ռեժիմի սկզբնական փայլվածներում առաջացնում են տուրբինի պատող մոմենտի աճ, որը ամբողջ սխառնման կարող է կայունությունից դուրս բերել:

Սրանցից պատող մոմենտի այդ ուժը չլինի, հողվածում առաջարկվում է տուրբինի կանոնավորման մի նոր մեթոդ, որի համաձայն վթարի ղեկավարում սկզբում նրա ուղղիչ ապարատի բաղվածքը մեծացվում է, առաջացնելով նրա մեջ ճնշման աճում, և ապա փոքրացվում:

Տուրբինի կանոնավորման այդ մեթոդը, ինչպես ցույց են տվել հողվածում բերված տեղական և փորձական կարերը, յուսականին մեղմացնում է հիդրավայրկական հարվածի ազդեցությունը կանոնավորման ռեժիմի վրա և փոքրացնում ազդեցատի պետությունների թվի աճը, այդպիսով բարձրացնելով նրա կայունությունը:

Կանոնավորման այդ մեթոդը պահանջում է տուրբինի ուղղիչ ապարատի շարժման մի յուրովի օրենք, որի հաշվման համար հողվածում բերվում է համապատասխան բանաձև:

Այդպիսի կանոնավորումը, զուգակցելով զենեքատորի գրգռիչի կանոնավորումը, օժանդակում է սխառնի առաջնությունների արագ մարմանը և հնարավորություն է տալիս ավելացնելու նրա դինամիկական կայունությունը սահմանում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Костенко М. П. Моделирование электромагнитного обихудования при изучении устойчивости параллельной работы энергосистем, связанных с дальними линиями передачи. Известия АН СССР, ОТН, 1953, 12.
2. Первовацкий А. А., Подушкова Р. А. Моделирование явления гидравлического удара в напорных турбопроводах гидроэлектростанций. Автоматика и телемеханика, т. XVIII, 1956, 4.
3. Воронов А. А., Первовацкий А. А., Смирнов В. И. Электродинамическая модель гидравлической турбины и ее регулятора скорости. Известия АН СССР, ОТН, 1956, 1.
4. Жданов Н. С. Устойчивость электрических систем. Госэнергоиздат, 1918.
5. Лебедев С. А., Жданов Н. С. Устойчивость параллельной работы электрических систем. Энергоиздат, 1934.
6. Гаркави К. Е., Смирнов М. И. Регулирование гидротурбин, Машино, 1951.
7. Гаркави А. Электрогидравлический регулятор водных турбин, Автоматическое регулирование. Сборник материалов конференции в Кривополье, 1961.
8. Ефимов И. В. Моделирование явления неустановившегося волнового движения безнапорного и напорного потоков. Известия АН СССР, ОТН, 1953.

9. Жмудь А. Е. Гидравлический удар в гидротурбинных установках. Госэнергоиздат, 1953.
10. Мостков М. А., Башкиров Л. А. Расчет гидравлического удара. Госэнергоиздат, 1952.
11. Каргвелишвили Н. А. Неустойчивые режимы в силовых узлах гидротехнических станций. Госэнергоиздат, 1962.

СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

А. А. АБРАМЯН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СКАЛЫВАНИЯ ЕСТЕСТВЕННЫХ КАМНЕЙ

Многочисленные методы механической добычи и обработки естественных камней в настоящее время осуществляются преимущественно процессом резания. Однако, наряду с целым рядом экономически целесообразных факторов использования принципа резания в обработке и добыче камней, выступает характерная для всех разновидностей процесса их отрицательная особенность — повышенная энергоемкость, обусловленная необходимостью мельчайшего разрушения значительного объема обрабатываемого материала и влекущая за собой чрезмерный износ режущего инструмента, а следовательно и дополнительно прогрессирующий рост энергоемкости процесса.

К проблеме уменьшения энергоемкости процесса резания можно подойти двояко, либо изменением геометрии режущего инструмента и режимного поля процесса, либо же изысканием новых методов воздействия на обрабатываемый материал.

Известное из многовекового опыта ручной добычи свойство камня давать плоские отколы является достаточной предпосылкой возможности создания скалывающего механизма для разделки крупных каменных блоков на грубооколотый штучный камень.

Вполне понятно, что любые изыскания в этой области должны иметь своим началом всестороннее изучение самого процесса скалывания с установлением оптимальных условий процесса. В настоящей статье приводятся результаты экспериментального исследования процесса скалывания.

В качестве экспериментальной установки использован десятитонный рычажный пресс. На нижнем зажиме пресса установлена плита с оправкой для сменных ножей; подобная же оправка закреплена в верхнем зажиме пресса. В оправках крепятся ножи, воздействующие на камень. Ниже на рис. 1 приводится общий вид установки.

При принятой схеме воздействия ножей на камень некоторое влияние на скалывающее усилие оказывает изгибающий момент от собственного веса камня. Однако подсчеты показывают, что растягивающие напряжения от изгиба по сравнению с напряжениями откола пренебрежимо малы.

Ножи для экспериментов были изготовлены из углеродистой стали У-12 с последующей термообработкой и имеют форму двусторон-

него клина с углами заострения: 15° , 20° , 25° , 30° , 35° , 40° , 45° , 60° , 90° .

Испытываемый материал—арктический и джрвежский туфы. Образцы были изготовлены в виде прямоугольных параллелепипедов. При этом

в I—группу вошли образцы с поперечными размерами $b=15$ см; $h=15$ см;

во II—группу с размерами $b=15$ см и $h=3 \div 25$ см;

в III—группу с размерами $h=10$ см и $b=3 \div 15$ см.



Рис. 1

Основной задачей экспериментов явилось определение следующей зависимости для проектирования камнераскалывающей машины:

$$P = f(b, h, \beta, v, b_k),$$

где

P —усилие скалывания в кг;

b —ширина скалываемого камня в см;

h —высота скалываемого камня в см;

β —угол заострения ножа в градусах;

v —скорость внедрения ножа в мм/мин;

b_k —длина линии контакта ножа с камнем в см.

Формула эта предполагает фиксированные упругие характеристики и прочность.

Первоочередной задачей проведенного исследования являлось определение влияния угла заострения ножа на скалывающее усилие с тем, чтобы, определяя его оптимальную величину, все остальные исследования проводить при этом угле заострения. Методика проведения опытов заключалась в том, что влияние угла β изучилось при постоянстве всех прочих факторов, при этом длина контакта ножа с камнем была равна ширине камня. Суммарная скорость внедрения ножей $v = 10$ мм/мин. Руководствуясь приведенным, образцы для экспериментов были отобраны из I группы, т. е. $b \times h = 15 \times 15$ см² = const.

Некоторое затруднение в экспериментировании обусловлено, во-первых, значительным различием прочности отдельных образцов камня, во-вторых, отсутствием образцов с длиной достаточною для производства на одном образце хотя бы по одному отколу ножом, имеющим различные углы заострения.

В связи со сказанным применена следующая методика:

Образцы I группы были разделены на 4 подгруппы по 6 образцов в каждой;

2. Ножи были разделены на 4 группы.

В ножах 1-ой группы — $\beta = 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ$;

2-й группы — $\beta = 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$;

3-ей группы — $\beta = 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$;

4-ой группы — $\beta = 15^\circ, 30^\circ, 90^\circ$.

Каждой группой ножей произведено по одному отколу на каждом образце из соответствующей подгруппы образцов. За усилие, необходимое для откола образца ножом с данным углом заострения, принималось среднее арифметическое усилий шести различных отколов, произведенных тем же ножом в соответствующих подгруппах образцов. Увязка показаний трех первых групп осуществлена четвертой группой ножей на соответствующей подгруппе образцов. Графическое изображение экспериментальных данных приведено на рис. 2.

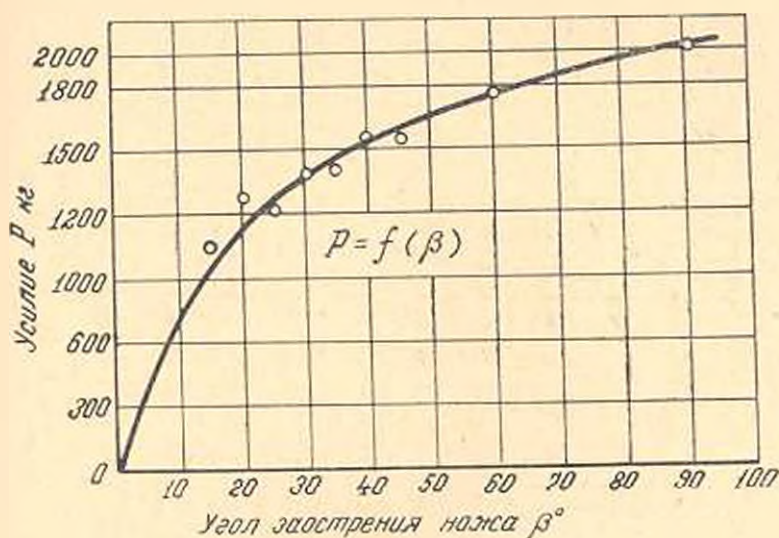


Рис. 2.

Зависимость $p = f(\beta)$ в логарифмической сетке изображается прямой, т. е. зависимость $p = f(\beta)$ является степенной функцией и следовательно имеет вид: $p = c(\beta)^x$.

В частности, в произведенных нами опытах с арктиским туфом показатель степени $x = 0,44$.

Непосредственным определением работы, затрачиваемой на откол при различных углах заострения ножа, установлено, что работа скалывания растет с увеличением угла заострения ножа, но рост работы скалывания менее интенсивен нежели рост усилия скалывания при увеличении угла заострения. Последнее обстоятельство свидетельствует об убывающем характере зависимости глубины внедрения ножей с увеличением угла заострения, что подтверждается экспериментами.

Под действием внедряемых в камень ножей в большинстве случаев получаются отколы, по виду близкие к плоскости. Но не всегда плоскость откола совпадает с плоскостью, проходящей через лезвия ножей. Экспериментально установлено, что чем больше угол заострения ножей, тем больше и вероятность правильного откола, т. е. совпадения плоскости откола с плоскостью ножей. Ниже на рис. 3 приводится график изменения отношения числа правильных отколов к числу неправильных с изменением угла заострения ножей.

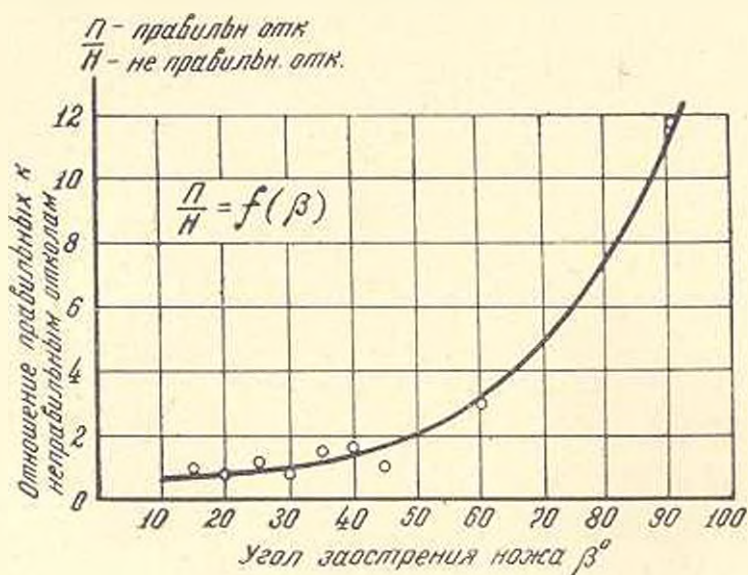


Рис. 3.

Исходя из определенных зависимостей усилия и работы скалывания от угла заострения ножей, следовало бы за оптимальное значение угла заострения принять наименьшую величину угла, лимитируемую лишь достаточной механической прочностью ножа. Но поскольку нашей основной задачей является определение такого оптимального угла заострения ножа, при котором скалывающий механизм сможет осуществлять разделку больших блоков на штучный камень, то оптимальным значением угла заострения фактически является $\beta = 90^\circ$, так как наибольшая вероятность правильного откола обеспечивается именно ножом с этим углом заострения.

Ввиду большого расхождения и прочности отдельных образцов III группы, предназначенных для определения влияния ширины образца на усилие скалывания, пришлось применить следующую методику: на образце с высотой h_1 производились несколько отколов при различной ширине отколов, то же повторялось с образцами высотой h_2 , h_3 и т. д. Таким образом получилось семейство кривых зависимости скалывающего усилия от ширины камня, для различных высот и различных прочностей, что исключает и влияние высоты и материала камня на определяемую зависимость $p = f(b)$.

Ниже на рис. 4. приведена зависимость $p=f(b)$.

Как видно из графика, имеем линейную зависимость $p=kb$, где k —коэффициент пропорциональности, зависящий от прочих параметров процесса.

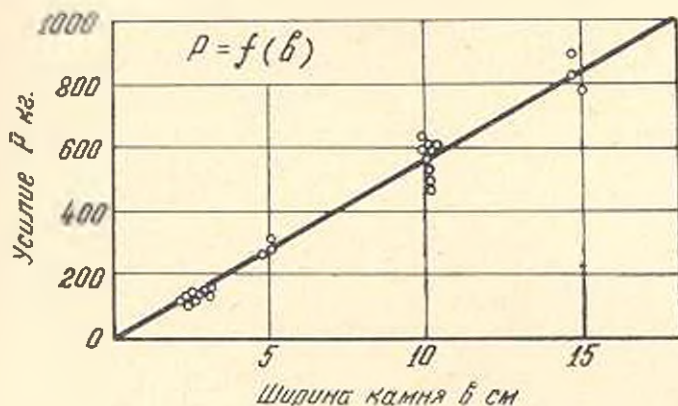


Рис. 4.

Подобным образом было определено влияние высоты камня на скалывающее усилие, а для более четкого выявления характера зависимости $p=f(h)$ дополнительно были использованы контрольные образцы шириною в 15 см и высотами в 50 см и 65 см.

Зависимость $p=f(h)$ приведена на рис. 5.

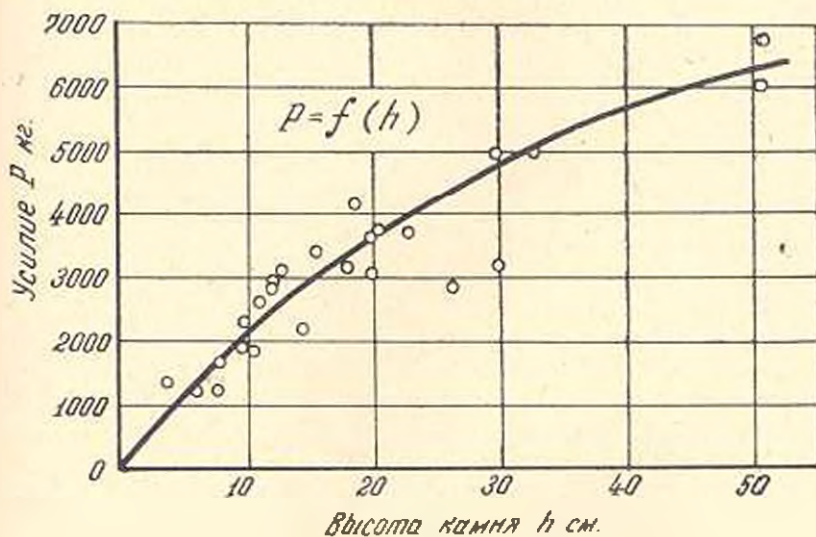


Рис. 5.

Из графика следует, что увеличение высоты h вызывает менее интенсивный рост усилия скалывания, нежели увеличение ширины b . Математическое выражение зависимости $p=f(h)$, найденное методом наименьших квадратов, представляется формулой $p=Bh^{0.62}$, где B — постоянная, зависящая от прочих параметров процесса.

В предыдущих экспериментах откол производился при контакте ножа по всей ширине камня и имела место зависимость $p = kb$.

Если же ножи устанавливали на некоторой части b_k ширины камня b , оставив остальную часть $b - b_k$ свободной от воздействия внешних сил, то, как показали эксперименты, усилие скалывания будет меняться по другому закону.

Ниже на рис. 6 приводится график изменения усилия скалывания с изменением отношения длины контакта b_k ко всей ширине камня b при постоянных ширине и высоте камня.

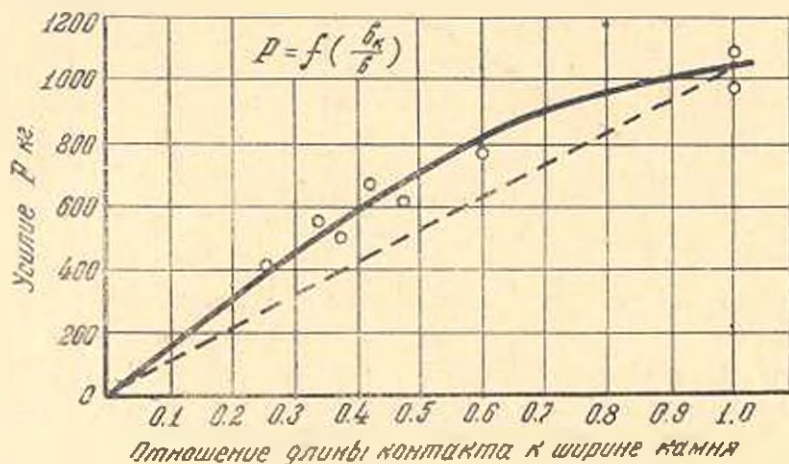


Рис. 6.

Пунктирной прямой показано изменение усилия скалывания в том случае, когда ширина камня равна b_k , а нож находится в контакте по всей ширине. Из графика вытекает, что уменьшение контакта влечет за собой значительное падение скалывающего усилия;

однако экспериментально установлено, что при $\frac{b_k}{b} < 0,5$ уменьшается

вероятность правильного откола, а при $\frac{b_k}{b} < 0,1$ ставится под сомнение и возможность последнего.

Возьмем два образца из одного камня, одинаковой высоты и различной ширины. Производя откол узкого при контакте ножа, равном ширине камня, а широкого при контакте, равном ширине узкого, будем иметь во втором случае повышенное усилие скалывания. Графически определяемый, как разность ординат кривой и пунктирной прямой (рис. 6), избыток усилия во втором случае необходим для преодоления сил сцепления камня в части сечения, свободного от воздействия ножей.

Представленный для определения аналитического выражения зависимости $P = f\left(\frac{b_k}{b}\right)$ в логарифмической сетке график кривой выравнивается, что свидетельствует о степенном характере зависимости.

Определив из графика показатель степени y , можем представить усилие скалывания следующей обобщенной формулой $P = K \beta^x b h^x \left(\frac{h_k}{b} \right)^y$ или $P = K \beta^x b_k^y b^{1-y} h^x$.

При проектировании скалывающего механизма необходимо использовать возможность применения прерывистого ножа, дающего около 30% понижения усилия скалывания, в чем убеждаемся примерным расчетом, приняв на основе изложенных данных $y=0,5$ и $b_k=0,5 b$, имеем: $P = K \beta^x (0,5 b)^{0,5} b^{0,5} h^x = 0,71 K \beta^x b h^x$.

При изучении влияния скорости внедрения ножей в пределах от 1 до 150 мм/мин существенного влияния скорости на усилие скалывания арктического туфа не было установлено.

Иная картина наблюдалась при экспериментах с джрвежским туфом. С увеличением скорости от 1 до 50 мм/мин растет до некоторого максимума и усилие скалывания, а при скорости 150 мм/мин оно убывает более чем в 1 раз по сравнению с максимальной. Отсутствие возможности экспериментирования на данном прессе в диапазонах скоростей от 50 мм/мин до 150 мм/мин из-за конструктивных особенностей пресса не дало возможности установить точную зависимость влияния скорости на усилие скалывания.

Вопрос о влиянии физико-механических свойств камня на скалывающее усилие не изучался со всей полнотой. Рассмотрению подверглось лишь влияние слоистости и прочности камня.

Как известно, камень является неоднородным и анизотропным телом и на ряде образцов можно отчетливо наблюдать направление слоистости или напластования. Хотя с целью выявления влияния последних на усилие скалывания специальных экспериментов не ставилось, тем не менее можно утверждать, что слоистость камня почти не влияет на скалывающее усилие арктического туфа. Это утверждение опирается на наблюдения более тысячи отколов при всех предыдущих экспериментах.

В процессе экспериментирования некоторое внимание было уделено вопросу влияния расстояния a от края образца до ножа на величину скалывающего усилия. При этом установлено, что в случаях полного откола (т. е. по всей высоте камня расстояние ножа от края образца на усилие скалывания не влияет. Однако это расстояние влияет на вероятность правильного откола и в случаях $a < 0,5 h$ может иметь место лишь частичный откол (рис. 7). Понятно, что в этом случае усилие скалывания может оказаться несколько меньше, чем при полном отколе. При больших h , ножи можно устанавливать на расстояниях и несколько меньших, чем $0,5 h$ от края образца.

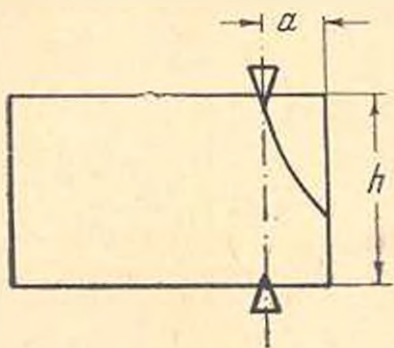


Рис. 7.

Процесс скалывания можно рассматривать, как слагающийся из этапов местного разрушения и хрупкого откола.

Под действием сжимающих камень клиновых ножей, в зонах, близко расположенных к их лезвиям, возникают превосходящие предел прочности нормальные и касательные напряжения, приводящие к местному разрушению камня, способствующему дальнейшему внедрению ножей. Быстрый рост указанных напряжений обусловлен концентрацией напряжений под лезвиями ножей и состоянием всестороннего сжатия, в котором находятся частицы камня, лежащие в зонах, близких к лезвиям ножей.

Помимо разрушения камня под лезвиями ножей, в камне возникают и раскалывающие усилия, непрерывно возрастающие по мере внедрения ножей в камень.

Пока раскалывающие усилия по своей величине остаются меньшими предела прочности на разрыв, ножи продолжают внедряться в

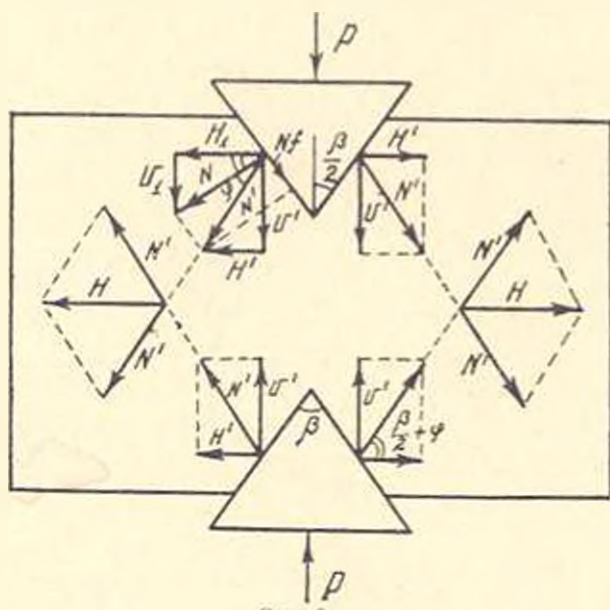


Рис. 8.

камень. Однако по мере продвижения ножей увеличивается сопротивление камня внедрению, вследствие как увеличения площади контакта ножей с камнем, так и уплотнения раздробленных под лезвием ножей частиц камня. Когда же сопротивление становится равным сопротивлению раскалывания, тогда прекращается внедрение ножей и происходит откол.

Опустив из анализа период местного разрушения, рассмотрим равновесие камня в момент откола.

Действующие на камень активные силы показаны на рис. 8.

В представленной схеме сила N'' , результирующая нормальной силы N и силы трения H' , отклонена от нормали к боковой поверхности клина на угол трения φ .

Из разложения сил N и N'' на горизонтальные и вертикальные составляющие, видно, что в связи с наличием трения увеличиваются вертикальные составляющие и, наоборот, уменьшаются горизонтальные, т. е. трение, способствуя сжатию, препятствует отколу.

Из условия равновесия камня имеем для горизонтального усилия скалывания следующее выражение:

$$H = \frac{P}{\operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2} + \varphi\right)} \quad (a)$$

Из формулы (a) вытекает увеличение усилия p с ростом угла β при постоянном H , что по характеру соответствует экспериментально определенной зависимости $p = C\beta^z$.

Сравнивая усилие скалывания, определенное по формуле (a) с экспериментальным, т. е.

$$p = H \operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2} + \varphi\right) \text{ и } p = C\beta^z, \text{ где } 0 < z < 1.$$

легко обнаруживаем, что при постоянных H и C , с увеличением угла β , первое, изменяясь по тангенсоиде, растет более интенсивно, чем второе, изменяющееся по параболическому закону с показателем, меньшим единицы.

Расхождение между усилиями скалывания, определенными по формуле (a), с экспериментальными следует приписать не полному учету всех действующих в процессе факторов.

Перейдем к рассмотрению увеличения вероятности правильного откола с увеличением угла заострения ножа β .

Поскольку с увеличением β растут как вертикально сжимающее образец усилие V , так и вероятность правильного откола, то предположение о их взаимосвязи становится вполне естественным.

В результате взаимодействия сжимающего образец вертикального усилия V с элементарными частицами камня появляются дополнительные горизонтальные усилия H_v , природу которых следует искать в касательных напряжениях, возникающих в наклонных площадках и в плоскостях скольжения кристаллов камня.

Обозначим для конкретного образца постоянный предел прочности на разрыв через $H_{\max} = H_H + H_v$, где H_H — горизонтальная составляющая от усилия скалывания p .

Рассмотрим изменение слагаемых H_H и H_v , имеющих постоянную сумму $H_{\max}$. Как видно из формулы

$$H_H = \frac{P}{\operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2} + \varphi\right)}$$

при увеличении угла β значения H_H уменьшаются. Но так как сумма $H_H + H_v$ остается постоянной, то с увеличением угла β увеличивается и значение H_v .

Таким образом мы установили, что с увеличением угла β растет горизонтальная составляющая H_v от вертикально сжимающего образец усилия V , а горизонтальная составляющая H_H от некоторой ре-

зультирующей N , отклоненной от нормали к боковой поверхности клина на угол трения, уменьшается.

Следовательно, из двух факторов, принимающих участие в процессе скалывания — горизонтального усилия откола и горизонтального усилия от сжатия, последнему принадлежит преобладающая роль в процессе скалывания при больших углах заострения ножа. Поскольку наибольшее сжатие образец испытывает именно в плоскости ножей, локализирующей максимальное значение H , то откол происходит преимущественно по плоскости ножей. В случае же малых углов β , горизонтальное усилие H_x , имея большее значение, вызывает откол вдоль направления, появляющейся вблизи лезвия ножа и довольно произвольно ориентированной элементарной трещины, опережая достижения предела прочности горизонтального усиления от сжатия и тем самым уменьшая вероятность правильного откола.

Подтверждением предположения, что рост сжимающих усилий обуславливает большую вероятность правильного откола, может служить также общезвестная, большая стабильность показаний при испытании образцов хрупких материалов на сжатие, по сравнению с показаниями при растяжении.

Не лишено смысла и предположение, что рост сжимающих усилий, ослабляя сечение, в проходящей через лезвия ножей плоскости, за счет возникающих в сечении касательных напряжений, делает вероятным откол именно по наиболее ослабленному сечению, т. е. по плоскости ножей.

Приведенный здесь ряд предположений о механике процесса скалывания, несколько не претендуя на точность и законченность, вместе с тем может быть использован при первом приближении к практической оценке качественной стороны процесса и учтен при проектировании скалывающего механизма.

Изложенные выше экспериментальные данные легли в основу составления проектного задания туфораскалывающей машины по идее инженера О. Н. Диндишяна. В настоящее время машина изготовлена, успешно прошла заводские испытания и в ближайшем будущем будет испытана на карьерах Арктикуфа.

Институт стройматериалов и сооружений

АН Армянской ССР

Ա. Ա. ԱՅՐԱՆՅԱՆԻ

ԲՆԱԿԱՆ ՔԱՆԵՐԻ ԶԵՂՔՄԱՆ ՓՈՐՁՆԱԿԱՆ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա Վ Փ Ն Փ Ո Ւ Մ

Հարգանքով բերված են տվյալներ՝ Արթիկի և Ջրվեժի տուֆերի սեպածի դանակներով ճեղքման պրոցեսի փորձնական ուսումնասիրության վերաբերյալ: Էմպիրիկ կապ է սահմանված ճեղքման ճիգի և քարի չափերի ու դանակների սրման անկյան միջև:

Ստացված տվյալները հիմք են հանդիսացել ներկայումս քարհանքում փորձարկվող քար ճեղքող մեքենայի նախագծման համար:

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

Էջ

Տեխնիկական Ֆիզիկա

Վ. Ս. Խաչատրյան, Մի քանի շխմալյութերի ազատ տատանումների համախա- մյան որոշելը տնիստնով լսողությամբ	3
--	---

Ինժեներական սեյսմոլոգիա

Ռ. Կ. Կարապետյան, Սեյսմոլոգիայի հարի բնորոշումը շխմալյութեր և կատարողները սեյս- միկ ուժերի ազդեցությամբ տակ հողմելու զնայրում	11
--	----

Կլիկադատեխնիկա

Ռ. Ա. Գլմկյան, Ե. Գ. Ջանգուզյան, Մ. Մ. Կարապետյան, Ա. Ս. Փորոսյան, Փո- փոխական Կասանի պատկի վրա Հեղրդիայի կարտասանների հետադրուման չափ- ման սխեմա	16
---	----

Գարծիրաշինություն

Ս. Ս. Բորիսով, Սեյսմոլոգիայի մեխանիկական մասի Կազմարկի մի քանի հարցերը	31
--	----

Հիդրոտեխնիկա

Հ. Գ. Կարապետյան, Հիդրոտեխնիկայի միջառային կանոնադրումը որպես հիդ- րոտեխնիկական սխեմաների զինամիկական կայունության բարձրագույն միջոց	49
--	----

Ֆինարարական տեխնիկա

Ա. Ա. Արթուրյան, Բանկան բարերի հեղքման փորձնական հետադրումը	55
---	----

СОДЕРЖАНИЕ

Техническая физика

Стр.

В. М. Худяков. Определение частот свободных колебаний некоторых стро- ительных материалов по унисону на слух	3
---	---

Инженерная сейсмология

Б. К. Карапетян. Выбор спектральной кривой для расчета зданий и сооруже- ний на сейсмическую нагрузку	11
--	----

Электротехника

Р. А. Гроздеян, Н. Г. Джанджугазов, М. М. Карапетян, А. С. Торосян. Ин- термитентная схема для исследования потерь энергии на корону перемен- ного тока	19
---	----

Приборостроение

Е. С. Борисевич. Некоторые вопросы расчета механической части осцилло- графа	31
---	----

Гидротехника

Г. Г. Арутюнян. Аварийное регулирование гидротурбин как мера повышения динамической устойчивости гидроэлектрической системы	19
--	----

Строительная техника

А. А. Абрамян. Экспериментальное исследование склывания естественных камней	
--	--