

К. Х. ОВСЕПЯН

МОМЕНТ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОТУРБИНЫ В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Повышение устойчивости параллельной работы гидроэнергосистемы в настоящее время проводится в основном за счет электрической части как-то: регулирования возбуждения, улучшения электрических параметров и т. д. Эти мероприятия направлены на увеличение тормозного момента генератора, т. е. на уменьшение избыточного момента на валу агрегата. Второй путь увеличения устойчивости параллельной работы гидроагрегата заключается в компенсации величины сброса, т. е. приведения крутящего момента турбины M_T в соответствие с тормозным моментом генератора M_r . Последнее достигается путем воздействия на первичный двигатель во время переходного процесса. Предложен ряд способов повышения динамической устойчивости путем воздействия на гидромеханическую часть, но ни одна из них не доработана до такой степени, которая позволит применить его на практике. Одним из этих способов является аварийное регулирование турбины. Идея воздействия на первичный двигатель для повышения устойчивости параллельной работы в применении к паровым турбинам возникла в тридцатых годах [1, 2, 3]. В последнее время вновь появляется интерес к аварийному регулированию. Было показано [4], что введение в закон регулирования паровой турбины не только угловой скорости, как это делается обычно, но и производной по скорости и интеграла отклонения позволяет повысить показатели статической и динамической устойчивости работы гидротурбины. В работе [5] на основании ряда исследований были получены зависимости позволяющие повысить предельно передаваемые мощности по линии. Чтобы повысить устойчивость работы гидротурбины необходимо иметь возможность быстро приводить механический момент турбины в соответствие с изменившимся электрическим моментом. Малые постоянные времени паровых турбин позволяют это сделать. У гидротурбин постоянные времени значительно больше, поэтому быстрое приведение момента турбины M_T в соответствие с моментом генератора M_r оказывается невозможным. При этом теоретически возможные сокращения постоянных времени регулирования не могут привести к цели, так как с увеличением скорости регулирования будет увеличиваться гидравлический удар, а это приводит к тому, что например, при достаточно быстром закрытии направляющего аппарата гидротурбины ее механи-

ческий момент будет не уменьшаться, а наоборот, возрастать. Для того, чтобы знать как поведет себя генератор при переходных процессах, необходимо знать изменение его момента вращения по времени. Однако задавать этот момент однозначно невозможно, так как изменение M_T зависит от поведения агрегата, которое в свою очередь зависит от электрической части. Очень важно задание M_T для расчетов и исследований на вычислительных машинах дискретного действия. В этом случае необходимо задавать $M_T = f(t)$ как граничное условие для расчетов или же как аналитическое выражение полностью отражающее все процессы в турбине. Как показали натурные эксперименты при регулировании гидроагрегатов, изменение крутящего момента происходит со значительным запаздыванием по отношению к изменению открытия, вызванное гидравлическим и гидромеханическим переходным процессами [6, 7, 8].

В 1952 г. работниками ЛМЗ и Гидропроекта были проведены опыты по снижению мощности на двух крупных гидрогенераторах. Генератор при опытах работал синхронно с сетью. Мощность турбины снижалась с помощью направляющего аппарата. На рис. 1 представлена осциллограмма переходного процесса.

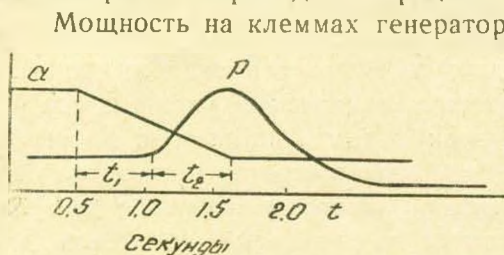


Рис. 1.

Мощность на клеммах генератора начинает меняться с некоторым запаздыванием относительно открытия направляющего аппарата равное $t_1 = 0,6 - 0,8$ сек. При этом по мере закрытия направляющего аппарата турбины мощность генератора в течение времени t_2 возрастает и только после этого начинает падать. Таким образом полное время от момента подачи импульса на снижение мощности до начала снижения мощности на генераторе составляет 1—1,2 сек. Как отмечено в [8] подобные опыты, проводившиеся на радиально осевых турбинах, подтвердили наличие и в этом случае повышения мощности в начале закрытия турбины. В 1957 г. были проведены аналогичные испытания на Карамышевской ГЭС сотрудниками кафедры Гидроэнергетики МЭИ и ВНИИЭ [6], которые позволили отметить, что во всех случаях при закрытии направляющего аппарата ограничителем открытия наблюдается повышение мощности в первый момент закрытия направляющего аппарата. Максимум повышения мощности наступает спустя 1 сек после начала движения направляющего аппарата. Как в первом так и во втором случае о характере изменения мощности турбины судили по осциллограмме мощности генератора.

В 1958 г. при испытаниях на гидростанции ДзороГЭС, проведенных МЭИ и ВНИИЭ при участии лаборатории гидроагрегатов ВЭНИ одновременно с другими параметрами, струнным моментомером, изготовленным ВЭНИ был зарегистрирован также момент вращения тур-

бины при съеме нагрузки с различных начальных мощностей. На рис. 2 приведена осциллограмма переходного процесса при начальной мощности $P_0 = 8,05 \text{ Мбт}$. Из осциллограммы видно, что при закрытии направляющего аппарата крутящий момент агрегата и электрическая мощ-

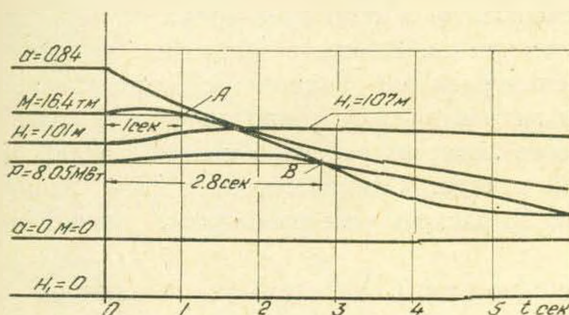


Рис. 2.

ность не следят за направляющим аппаратом. Уменьшение момента вращения турбины по сравнению с его начальным значением наступает через $t_3 = 1,0 \text{ сек}$, в точке A, а мощности через $t_3 = 2,80 \text{ сек}$ в точке B. В [7] приводятся результаты испытания по снятию динамических режимных характеристик на Волжской ГЭС при съеме мощности у агрегата, работающего параллельно с системой. Запоздывание уменьшения момента вращения по отношению к движению направляющего аппарата было равно $t_3 = 3 \text{ сек}$ (точка C на рис. 3), а уменьшение мощ-

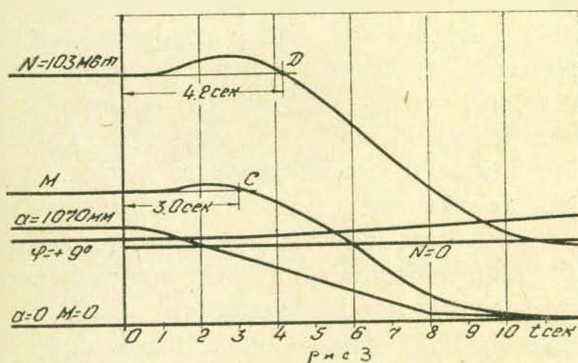


Рис. 3.

ности $t_3 = 4,2 \text{ сек}$ (точка D на рис. 3). Аналогичные характеристики с регистрацией момента вращения и мощности приведены в [9] и в ряде других работ.

Анализ натурных экспериментов показывает, что увеличение мощности генератора при закрытии направляющего аппарата вызывается явлением гидравлического удара. После начала действия автоматического регулятора скорости начинается закрытие направляющего аппарата. Одновременно с закрытием направляющего аппарата из-за гидравлического удара начинается повышение давления в спиральной камере и трубопроводе. Повышается давление также и за

направляющим аппаратом, т. е. непосредственно на лопастях рабочего колеса. Вместе с этим уменьшается расход воды через турбину. При этом, если увеличение напора происходит в равной или большей степени, чем уменьшение расхода, крутящий момент турбины в начале процесса не уменьшается, а некоторое время остается почти неизменным или даже увеличится. Вместе с закрытием направляющего аппарата и уменьшением расхода, начиная с определенного открытия, резко возрастает гидравлическое сопротивление направляющего аппарата, и давление на лопастях рабочего колеса падает быстрее давления в спиральной камере. Одновременно с этим дальнейшее более сильное уменьшение расхода уже приводит к уменьшению крутящего момента.

Запаздывание мощности на клеммах генератора объясняется в основном тем, что в неустановившемся режиме крутящий момент турбины и тормозной момент генератора не равны

$$M_t = M_r + J \frac{d\omega}{dt}, \quad (1)$$

т. е. при наличии избыточного момента мощность турбины идет не только на увеличение электрической мощности, отдаваемой генератором в сеть, но и на ускорение его ротора. При испытаниях на агрегате с поворотной-лопастной турбиной вопросы анализа характеристик, снятых в переходных режимах осложняются тем, что они не могут быть использованы для сопоставления с характеристиками, снятыми в статических режимах. Дело в том, что у поворотнолопастных турбин в переходных процессах, связанных с перестановкой направляющего аппарата, комбинаторная связь нарушается в связи с тем, что перестановка лопаток направляющего аппарата происходит в 8—10 раз быстрее, чем сворачивание лопастей рабочего колеса. Для аналитического исследования динамических режимных характеристик гидротурбин необходимо, чтобы была известна вся система дифференциальных уравнений, описывающих гидромеханические процессы в агрегате ГЭС. Такая система дифференциальных уравнений может быть получена только ценой очень больших упрощений в описании реального сложного явления. Указанные упрощения диктуются также требованиями, предъявляемыми к форме записи для осуществления аналитического решения. Как известно в настоящее время нет системы уравнений, достаточно полно описывающих явления во всех звеньях гидромеханической части ГЭС. Например, мы не имеем аналитического выражения основных характеристик гидротурбин и при исследованиях прибегают к линеаризации экспериментальных характеристик. Поэтому этот вопрос может быть исследован всесторонне и полностью только экспериментально. Разумеется, что исследования в натуре дадут более достоверные данные и более точные выводы, но как известно такие исследования сильно ограничены как количественно так и качественно. Экспериментальной базой для таких исследований может быть динами-

ческая модель гидроэнергосистемы ИВП [10, 11], позволяющая воспроизвести нестационарные процессы не ограничивая их как в отношении количества экспериментов, так и тяжестью воспроизводимого переходного процесса. Наиболее целесообразным методом исследования гидромеханических переходных процессов на динамической модели являются сбросы и набросы нагрузки. Такие эксперименты проводятся как при параллельной так и при изолированной работе по схеме рис. 4. При параллельной работе при включенном в сеть гене-

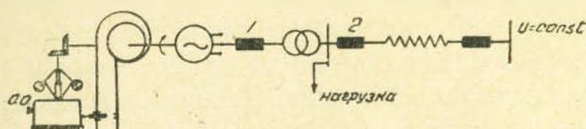


Рис. 4.

раторе воздействием на автоматический регулятор скорости ограничителем открытия 0,0. закрывается или открывается направляющий аппарат турбины, т. е. производится съем или набор нагрузки. Во втором случае, т. е. при изолированной работе отключением генератора от сети выключателем 1 или частичное отключение нагрузки выключателем 2 при изолированной работе генератора приводит к повышению скорости вращения. При этом автоматический регулятор скорости закрытием направляющего аппарата производит регулировку скорости вращения.

На динамической модели лаборатории гидроагрегатов были поставлены экспериментальные исследования для выявления влияния гидромеханических параметров на время запаздывания изменения крутящего момента по отношению к началу движения регулирующего органа. Были проведены несколько серий экспериментов на комплексной гидродинамической модели при различных параметрах и различных начальных условиях. Основные параметры модели менялись в следующих пределах.

Постоянная трубопровода $T_T = \frac{LV_0}{gH} = 1,0 \div 3,0 \text{ сек.}$

Характеристики трубопровода $\rho = \frac{T_T}{T_\Phi} = 0,5 \div 5,0$; $\theta = \frac{T_*}{T_\Phi} = 2 \div 10$;

время закрытия направляющего аппарата $t_s = 1 \div 4,5 \text{ сек.}$ В приведенных выражениях L — длина трубопровода; V_0 — скорость воды в трубопроводе; H — напор; g — ускорение силы тяжести; T_Φ — фаза гидравлического удара; T_s — постоянная серводвигателя.

Во время экспериментов с помощью датчиков, на осциллографе, регистрировались все основные параметры режима: P_T — мощность на клеммах генератора; M_T — момент вращения на валу турбины; H_T — напор в трубопроводе, т. е. перед направляющим аппаратом; H_1 — напор в турбинной камере, т. е. после направляющего аппарата; Q — рас-

ход воды; a — относительное открытие направляющего аппарата; n — скорость вращения.

Проведенные экспериментальные исследования позволяют отметить следующее о влиянии различных переходных процессов и параметров системы и режима на изменение крутящего момента гидроагрегата при нестационарных режимах. При изолированной работе гидроагрегата после сброса нагрузки скорость вращения увеличивается, вследствие чего по характеристике $Q = f(n)$ увеличивается расход воды через турбину. Это увеличение частично компенсирует уменьшение расхода от закрытия направляющего аппарата. В результате этого в начале переходного процесса мы не имеем заметного изменения расхода, следовательно и повышения напора от гидравлического удара. Если время регулирования t_s большое, то может иметь место даже некоторое понижение давления в трубопроводе и спиральной камере.

В дальнейшем по мере закрытия направляющего аппарата расход через агрегат уменьшается и давление в трубопроводе начинает возрастать с некоторым запаздыванием. Сказанное очень хорошо видно на осциллограмме (рис. 5), где давление в трубопроводе начинает

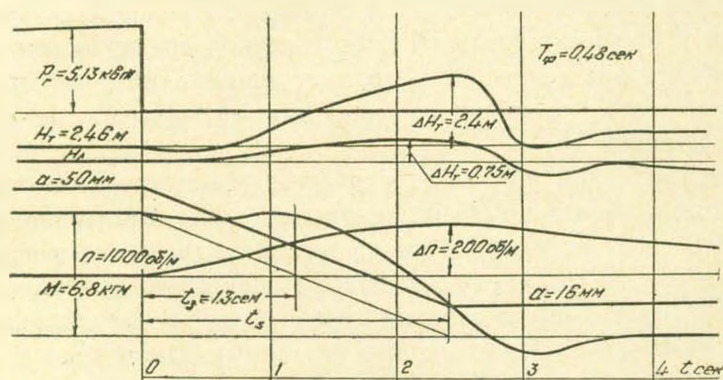


Рис. 5.

повышаться спустя 0,7 сек после начала регулирования. Кроме этого по статическим характеристикам $M = f(a, n)$ при увеличении скорости вращения уменьшается крутящий момент турбины. В результате этого в начале переходного процесса при изолированной работе гидроагрегата момент несколько уменьшается. В дальнейшем в зависимости от режима регулирования момент турбины может увеличиться. С запаздыванием t_s момент турбины начинает уменьшаться до нового установившегося режима. После прекращения регулирования направляющего аппарата величина крутящего момента устанавливается соответственно статическим характеристикам также с некоторым запаздыванием.

Переходный процесс при параллельной работе агрегата в системе протекает аналогично, но при постоянной скорости вращения. В этом случае расход и крутящий момент не изменяются от скорости

вращения по статическим характеристикам $Q = f(\omega)$, $M_T = f(\omega)$, вследствие чего картина переходного процесса несколько упрощается (рис. 6). При этом напор в трубопроводе и на лопастях рабочего колеса начинает повышаться раньше, а уменьшение расхода происходит с меньшим запаздыванием. Вследствие этого крутящий момент на валу агрегата начинает увеличиваться раньше.

Экспериментальные исследования на динамической модели показали, что запаздывание изменения мощности на клеммах генератора также больше запаздывания изменения момента на валу. Очевидно

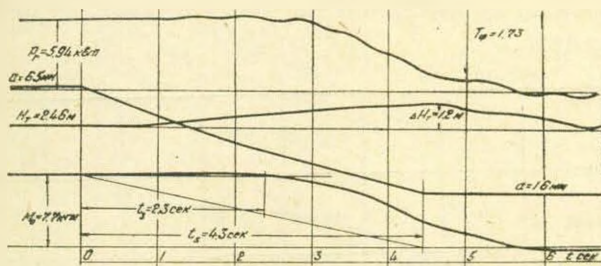


Рис. 6.

это запаздывание будет увеличиваться с увеличением постоянной инерции агрегата. Если съем или набор нагрузки происходил при малых t_3 , то такой толчок может являться причиной крутильных колебаний с частотой собственных колебаний агрегата. Эти колебания будут затухать в соответствии с демпферными свойствами системы. Анализ осциллограмм экспериментальных исследований показывает, что время запаздывания изменения момента вращения по отношению к регулированию, зависит от относительной скорости движения направляющего аппарата и характеристики трубопровода p :

$$t_3 = f(\sigma_*), \quad (2)$$

где параметр регулирования

$$\sigma_* = \frac{\Delta a}{t_s} \cdot p. \quad (3)$$

В результате обработок осциллограмм опытов получен вид этой функции (рис. 7). Из рисунка видно, что до значения $\sigma_* = 0,5 \div 0,6$ между параметром регулирования и временем запаздывания имеется линейная зависимость. Дальнейшее увеличение σ_* приводит к резкому увеличению времени запаздывания. При определенных сочетаниях параметров может иметь место запаздывание порядка $2,5 \div 3$ сек. Экспериментальные исследования показали, что на величину запаздывания крутящего момента, не влияют существенно фазы гидравлического удара и величины саморегулирования турбины, т. е. наклон моментных характеристик. Как видно из рис. 7 при одинаковых параметрах регулирования σ_* запаздывание t_3 для изолированной и параллельной также почти одинаковы. Первый множитель (3) выражает скорость

движения направляющего аппарата V_{μ}^1 , второй член — характеристику трубопровода, которая как известно равна

$$\rho = \frac{V_Q V_{\Phi}}{2gh} = k V_Q V_{\Phi}, \quad (4)$$

где V_Q и V_{Φ} — соответственно скорость воды в трубопроводе и скорость распространения упругой волны в трубопроводе. С учетом сказанного, параметр регулирования можно переписать как

$$\sigma_* = k V_{\mu} V_Q V_{\Phi}. \quad (5)$$

Величину σ_* можно выразить также через основные постоянные времени гидроагрегата.

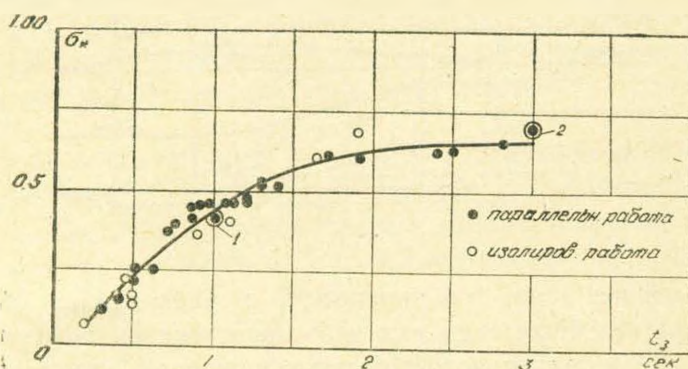


Рис. 7.

Если в процессе регулирования движения направляющего аппарата линейно, выражение $\frac{\Delta a}{t_s}$ можно заменить равной ей величиной

$\frac{1}{T_s}$, а характеристику трубопровода через $\frac{T_r}{T_{\Phi}}$. Тогда

$$\sigma_* = \frac{T_r}{T_s T_{\Phi}}. \quad (6)$$

Определим параметр регулирования σ_* для эксперимента на гидростанции ДзораГЭС, осциллограмма которого представлена на рис. 2. Начальное открытие $a = 0.85$, время закрытия $t_3 = 5$ сек: $T_r = 0.97$ сек; $T_{cp} = 0.405$ сек. По этим параметрам определяется $\sigma_* = 0.39$. Время запаздывания для $\sigma_* = 0.39$ как по осциллограмме опыта, так и по кривой рис. 7 равно $t_3 = 1$ сек. Аналогично определяется параметр регулирования $\sigma_* = 0.69$ для съема нагрузки со 108 Мвт при $t_s = 8.5$ сек, по данным осциллограммы рис. 3. На кривую рис. 7 нанесены также полученные выше значения для ДзораГЭС (точка 1) и Волжской ГЭС (точка 2). Как видно, данные натурных экспериментов также хорошо согласуются с данными исследований на динамической модели.

Анализ осциллограмм экспериментальных исследований, проведенных на динамической модели ИВП АН АрмССР и на гидростанциях показывают, что динамические режимные характеристики момента вра-

щения гидроагрегата можно аппроксимировать статической характеристикой сдвинутой по оси времени на величину t_3 (рис. 8):

$$M_{т. \text{дин}}(t) = M_{т. \text{ст.}}(t + t_3). \quad (7)$$

Проведенные исследования приводят к выводу, что изменение крутящего момента гидротурбины при переходных режимах может значительно отклоняться от статической характеристики. Среднее значе-

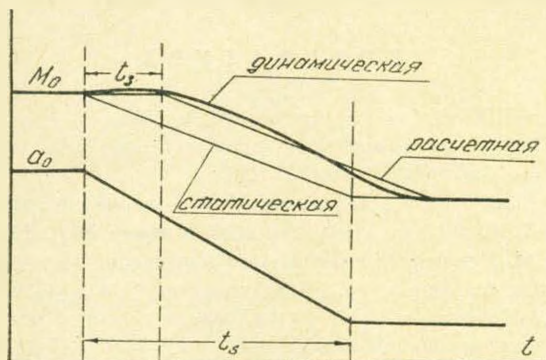


Рис. 8.

ние запаздывания равно 0,8—1 сек, но при некоторых параметрах может увеличиваться до 3—3,5 сек. Запаздывание изменения крутящего момента по отношению к регулированию имеет место как в начале, так и в конце процесса. Величина t_3 в основном зависит от параметра регулирования π_* и мало меняется от вида переходного процесса (сброс или наброс, изолированная или параллельная работа). Параметр регулирования π_* определяется по (3), (5) или (6) в зависимости от исходных данных, а t_3 — по кривой рис. 7. При расчете и исследованиях переходных режимов в первом приближении можно исходить из диаграммы постоянного запаздывания.

Институт водных проблем

АН Армянской ССР

Поступило 5.1.1963

Կ. Խ. ՀԱՎԱՅՖՅԱՆ

ՀԻՎԻՏՈՒՐԻՐՆԵՐ ՊՏՏՈՂ ՄՈՄԵՆՏԸ ԱՆՅՄԱՆ ՌԵԺԻՄԻ ԺԱՄԱՆԱԿ

Ա մ փ ո փ ու մ

Հոդվածում բերված է անցման ռեժիմում հիդրոագրեգատի պտտող մոմենտի փոփոխությունը և ուշացման էքսպերիմենտալ հետազոտությունների արդյունքները: Այդ հետազոտությունների համար էքսպերիմենտալ բազա է ծառայել Ջրային պրոբլեմների ինստիտուտի հիդրոէներգետիստիմի ղինամիկ մոդելը, որը թույլ է տալիս վերարտադրել ցանկացած ոչ ստացիոնար ռեժիմները, լայն սահմաններում փոխելով ագրեգատի հիդրոմեխանիկական պարամետրերը:

էքսպերիմենտալ տվյալների մշակումից ստացվում է ուշացման ժամանակի և կանոնավորման պարամետրերի կապը (նկ. 7): Կանոնավորման պարամետրերը որոշվում են (3), (5) կամ (6) արտահայտություններից:

Մոդելի վրա և հիդրոկալաններում կատարված փորձերը ցույց են տալիս, որ անցման պրոցեսների ժամանակ հիդրոտուրբինի պտտող մոմենտի զինամիկ բնութագրերը կարելի է ապրոքսիմացնել ստատիկ բնութագրերով քստ (7) արտահայտությամբ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Buell R., Hunter E. Electrical Engineering № 1, 1931.
2. Лебедев С. А. Влияние регулирования паровых турбин на устойчивость параллельной работы. Бюлл. ВЭИ, вып. 1, 1931.
3. Жданов П. С., Майер Р. И., Маркович И. М. Аварийное регулирование на Сталинградской ГЭС журн. „Электрические станции“ № 6, 1937.
4. Горнштейн В. М. Некоторые возможности повышения устойчивости энергосистем со слабыми связями журн. „Электричество“, № 5, 1955.
5. Качанова Н. А., Крутикова В. Е. Исследование способов повышения устойчивости дальних электропередач переменного тока. Изд. АН УССР, 1955.
6. Золотарев Т. Л., Лифшиц Л. С., Руднев А. К., Тарасенко Ю. М. Исследование возможности повышения динамической устойчивости энергосистемы. ИФЖ, № 6, 1948.
7. Золотарев Т. Л., Лифшиц Л. С., Тарасенко Ю. М., Руднев А. К. Динамические характеристики гидроагрегата и их моделирование. Известия ВУЗ (Энергетика), № 5, 1960.
8. Гаркави Ю. Е., Смирнов М. Н. Регулирование гидротурбин. М., 1954.
9. Кривченко Г. Н., Аршиневский Н. Н., Клабуков В. М. Режимы регулирования поворотнлопастных гидротурбин. ГЭИ, 1960.
10. Егиазаров И. В. Задачи научных исследований по изучению режимов работы гидроэнергосистем и их автоматического регулирования. „Известия“ АН АрмССР, т. VI, № 1, 1953.
11. Овсебян К. Х. Динамическая модель Водно-энергетического института АН Армянской ССР и ее задачи. „Энергетика“, № 1, 1958.